

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra pružnosti a pevnosti

Výpočtu rázových dějů v mechanice pružného tělesa

Impact Calculation in Mechanics of Elastic Body

Student:  
Vedoucí diplomové práce:

Bc. Michal Kováčik  
Ing. Martin Fusek, Ph.D

Ostrava 2013

## Zadání diplomové práce

**Bc. Michal Kováčik**

Student:

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3901T003 Aplikovaná mechanika

Téma:

Výpočty rázových dějů v mechanice pružného tělesa  
Impact Calculation in Mechanics of Elastic Body

Zásady pro vypracování:

1. Rozpracujte teorii potřebnou pro řešení (rychlé děje, plasticita, vliv rychlosti, atd.)
2. Sestavte potřebný soubor dat nutných pro řešení.
3. Proveďte potřebné analytické a numerické výpočty.
4. Ověřte výsledky s dostupnými údaji.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Jones, N.: Structural Impact, Cambridge University Press, 2003, ISBN 0 - 521 - 30180 - 7.
- [2] Němec, J., Dvořák, J., Höschl, C.: Pružnost a pevnost ve strojírenství, Technický průvodce 69, SNTL, Brno, 1989.
- [3] Bittnar, Z., Šejnoha, J.: Numerické metody mechaniky 1, Vydavatelství CVUT, Praha, 1992.
- [4] Lenert, J.: Úvod do metody konečných prvků, VŠB – TU Ostrava, 1999, ISBN 80 – 7078 – 686 – 8
- [5] Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L.: The Finite Element Method (Volume 1 - 3), Butterworth-Heinemann, Oxford 2000, ISBN 0-7506-5049-4
- [6] Macura, P.: Experimentální metody v pružnosti a plasticitě, VŠB – TU Ostrava, 2001, ISBN 80-7078-934-4
- [7] Brepta, R.: Rázy a vlny v pevných tělesech, ČVUT v Praze, Praha, 1971.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Martin Fusek, Ph.D.**

Datum zadání: 14. 12. 2012

Datum odevzdání: 20. 5. 2013



doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Michal Kováčik

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Sklenářská 615, Bílovec

V Ostravě: 20.5.2013

.....  
podpis

### Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2013

.....  
podpis

Poděkování.

Tímto bych rád vyjádřil své díky za pomoc a poskytnuté konzultace vedoucímu své práce Ing. Martinu Fuskovi, Ph.D. a také zaměstnancům katedry 632 za pomoc při poskytnutí podkladů

## **Anotace diplomové práce**

KOVÁČIK, Michal. *Výpočty rázových dějů v mechanice pružného tělesa*. Ostrava, 2013.  
Diplomová práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Fusek, M.

Diplomová práce se zabývá vytvořením modelu nárazové zkoušky. V teoretické části jsou shrnuty potřebné znalosti pro posouzení odolnosti proti nárazu včetně shrnutí běžně prováděných nárazových zkoušek. V praktické části je popsány parametry modely včetně diskuze zlovených materiálových modelů či formulace elementů. V závěru jsou prezentovány výsledky pomocí posuzování absorpčních schopností karoserie a biomechanických kritérií jako odolnosti proti nárazu včetně doporučení. Přílohy obsahují některá vizuální znázornění v průběhu nárazu.

Klíčová slova:

Odolnost proti nárazu, Metoda konečných prvků, Explicitní nelineární analýza, simulace crash testů, časově závislé materiálové chování

## **Annotation of master's thesis**

KOVÁČIK, Michal. *Impact Calculation in Mechanics of Elastic Body*. Ostrava, 2013.  
Diplomová práce. VŠB – Technical University of Ostrava. Thesis head: Fusek, M.

This work describes a crash simulation model and its creation. The theoretical part contains necessary knowledge to understand the topic related to this work including description of common crash test procedures. The practical part consists of model parameters including material models or element formulations. The conclusions summarize the results by discussing the frame compatibility and biomechanical criteria. In the end some recommendations are made. The appendix contains some additional visualizations during the crash.

Keywords:

Crashworthiness, Finite Element Method, Explicit nonlinear Analysis, Crash simulations, Strain-rate dependent constitutive models.



## Seznam použitých zkratk

FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standard
UN/ECE	United Nations/Economic Commission for Europe
NCAP	New Car Assessment Programme
HIC	Head Injury Criterion
HPC	Head Performance Criterion
NIC	Neck Injury Criterion
ThCC	Thoracic Compression Criterion
RDC	Rib Deflection Criterion
VC	Viscous Criterion
FFC	Femur Force Criterion
PSPF	Pubic Symphysis Peak Force
PDB	Progressive Deformable Barrier
ODB	Offset Deformable Barrier
IIHS	Insurance Institute for Highway Safety
MKP	Metoda konečných prvků
1D	Jednorozměrný
2D	Dvourozměrný
3D	Trojrozměrný

## Seznam použitého značení

ms	Milisekunda
N	Newton
kN	Kilonewton
s	Sekunda
km/h	Kilometry za hodinu
mph	Míle za hodinu
mm/s	Milimetry za sekundu
m/s	Metry za sekundu
mJ	Milijouly
MPa	Megapascal
GPa	Gigapascal
mm	Milimetr

## Obsah

<b>1. ÚVOD .....</b>	<b>5</b>
<b>2. PASIVNÍ BEZPEČNOST .....</b>	<b>5</b>
2.1. ABSORPCE ENERGIE.....	6
2.2. ZPŮSOBY ABSORPCE ENERGIE .....	12
2.3. ZÁDRŽNÉ SYSTÉMY .....	16
2.4. BEZPEČNOSTNÍ ŘÍDÍCÍ ÚSTROJÍ.....	20
2.5. OCHRANA CHODCŮ .....	21
<b>3. BIOMECHANIKA.....</b>	<b>22</b>
3.1. STATISTIKY .....	24
3.2. PŘEDPISY .....	25
<b>4. ČELNÍ NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY .....</b>	<b>26</b>
4.1. NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE PŘEDPISU ECE-R 94 .....	26
4.2. NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE FMVSS 208 .....	28
4.3. NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY DLE EURO NCAP .....	30
<b>5. VOLBA ALGORITMU .....</b>	<b>31</b>
<b>6. POPIS AUTOMOBILU.....</b>	<b>33</b>
<b>7. GEOMETRIE MODELU.....</b>	<b>34</b>
<b>8. MODELOVÁNÍ MECHANISMŮ A DISKRETIZACE GEOMETRIE.....</b>	<b>38</b>
8.1. HOURGLASSING.....	44
<b>9. MATERIÁL.....</b>	<b>45</b>
9.1. LINEÁRNĚ PRUŽNÝ KONSTITUTIVNÍ MODEL.....	46
9.2. ELASTICKO-PLASTICKÉ KONSTITUTIVNÍ MODEL.....	46
9.3. ABSOLUTNĚ TUHÝ KONSTITUTIVNÍ MODEL .....	48
<b>10. OKRAJOVÉ PODMÍNKY.....</b>	<b>50</b>
<b>11. ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU A ALIASING .....</b>	<b>52</b>
<b>12. VÝSLEDKY.....</b>	<b>53</b>
12.1. ZÁTĚŽ VÝPOČTU.....	53
12.2. ENERGIE.....	53
12.3. HMOTNOST .....	55
12.4. MODÁLNÍ ANALÝZA .....	55
12.5. KONTROLA NAPJATOSTI .....	57
12.6. TUHOSTNÍ CHARAKTERISTIKA .....	59
12.7. ABSORPCE ENERGIE.....	61
12.8. DEFORMACE STRUKTURY .....	62
12.9. TUHOST KABINY .....	64
12.10. BIOMECHANIKA .....	64
<b>13. ZÁVĚR.....</b>	<b>66</b>
<b>14. POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>68</b>
<b>15. SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>69</b>



## 1. Úvod

V rámci katedry 632, Ústavu progresivních technologií pro automobilový průmysl VŠB-TU Ostrava, vzniklo mnoho projektů stavby studentských automobilů. Jedním z nich je i projekt StudentCar Spitfire[6]. Toto vozidlo vzniklo jako projekt pro zkoušení dynamických vlastností materiálů a konstrukčních uzlů vozidla Hyundai i30.

Zkoušení vlastností již proběhlo pomocí statického výpočtu v diplomové práci [3] Ve stejné práci byl navržen i modulární systém pro experimentální zkoušky skutečného vozidla. Mezi důležité vlastnosti vozidla patří i odolnost proti nárazu. Tato práce vznikla na podnět zkoumání odolnosti proti nárazu při použití vnitřního rámu vozidla Spitfire.

Odolnost proti nárazu je v této práci zkoumána simulací nárazové zkoušky dle předpisu FMVSS 208 pomocí výpočetního softwaru MSC.Nastran SOL 700 na bázi metody konečných prvků. Samotná odolnost je pak posuzována pomocí deformace struktury, absorpce energie, průběhům zrychlení a v neposlední řadě také biomechanických kritérií.

## 2. Pasivní bezpečnost

Při provozu automobilů jsou nejen cestující, ale i všichni účastníci provozu vystaveni zvýšenému riziku. Bezpečnost je v základu dělena na aktivní a pasivní. Zatímco prvky aktivní bezpečnosti se snaží za každou cenu nehodě předejít, prvky pasivní bezpečnosti jsou účinné až při vzniku nehody a jejich účelem je snížení následků v největší možné míře.

Je nutné si však uvědomit, že vlastnostmi vozidla není dána pouze bezpečnost pasivní, ale i aktivní. Mezi takové prvky patří například stabilita řízení, hladina hluku ve vozidle či systémy kontroly trakce. Pasivní bezpečnost naopak ovlivňují zádržné systémy, deformační vlastnosti karoserie či konstrukce nárazníků apod.

Jak bylo zmíněno výše, bezpečnost ať už aktivní či pasivní nechrání jen cestující, ale všechny účastníky silničního provozu. Proto lze pasivní bezpečnost rovněž dělit na vnější a vnitřní. Zatímco úkolem vnitřní bezpečnosti je ochrana posádky, vnější bezpečnost má na starost ostatní zúčastněné, ať už chodce, cyklisty, či posádku jiných vozidel účastnících se nehody. V neposlední řadě chrání ale také i majetek. Vnější pasivní

bezpečností se tedy rozumí míra agresivity vozidla při nehodě vůči ostatním účastníkům či předmětům.

Pasivní bezpečnost lze však dělit i na bezpečnost při nárazu a bezpečnost po nárazu. Je nutné zdůraznit, že ke zranění může dojít i po nárazu. Z tohoto důvodu patří mezi prvky pasivní bezpečnosti i schopnost vozidla zabránit vzniku požáru či umožnit posádce včas opustit vozidlo.

Ve shrnutí lze jako pasivní bezpečnost označit soubor konstrukčních opatření sloužící ke zmírnění zdravotních následků či zmírnění vzniklých škod. Je nutné i poznamenat, že opatření pro snížení rizika poranění nemusí znamenat opatření pro snížení škod. Při vyšších kolizních rychlostech je vždy upřednostněna ochrana před poraněním, zatímco při rychlostech do 10km/h je dbáno zejména na redukci vzniklých škod. Tyto opatření se týkají např. nehod vzniklých manévrováním na parkovišti apod.

Tato práce se týká zejména bezpečnosti pasivní, vnitřní při nárazu. Mezi základní používané prvky vnitřní pasivní bezpečnosti patří absorpční schopnosti karoserie a zadržné systémy, tedy bezpečnostní pásy a vaky nazývané též airbagy.

### **2.1. Absorpce energie**

Při kolizi ve vysoké rychlosti hrozí posádce nebezpečí zejména ze dvou možných nastávajících situací.

Prvním z těchto dvou kritérií přežití je zachování dostatečného prostoru v interiéru vozidla. Jinými slovy konstrukce musí co nejvíce zabránit deformaci kabiny vozidla a proniknutí okolních částí dovnitř. V tomto bodě je nutno dimenzovat kabinu vozidla jako co nejtuzší celek spojený s ostatními poddajnějšími částmi karoserie.

Druhým zásadním kritériem přežití při nárazu je posouzení maximálního přetížení vzniklého zpomalením. Z biomechanických důvodů existuje limitní hodnota zrychlení, která nesmí být při kolizi překročena. Podrobnosti lze nalézt v kapitole 3.

Vzniklé zrychlení lze v prvním přiblížení odhadnout pomocí základních zákonů kinematiky. Z těch plyne, že zrychlení je derivací rychlosti dle času.

$$v(t) = \int_{t_0}^t a \, dt \quad (1)$$

Při úpravě rovnice 1 a rozšíření diferenciálem dráhy vychází rovnice pro průběh zrychlení v závislosti na dráze a rychlosti.

$$a = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{ds}{ds} = v \frac{dv}{ds} \quad (2)$$

Z této rovnice je zřejmé, že hodnota záporného zrychlení při zpomalování z určité rychlosti bude nejmenší při největší dráze. Z hlediska pasivní bezpečnosti bude tedy nejbezpečnější to vozidlo, které se při nárazu nejvíce zdeformuje, aniž by došlo k deformaci prostoru pro přežití. V tomto bodě je nutné si uvědomit, že určitá deformace vzniklá při nárazu je žádoucí a součástí návrhu karoserie je i tedy návrh deformační charakteristiky vozidla.

### 2.1.1. Srážka s pevnou překážkou

Při nárazu na dokonale tuhou překážku je podle zákona akce a reakce vozidlo brzděno reakcí vzniklou nárazem, přičemž velikost této reakční síly je dána deformační charakteristikou vozidla. U dokonale pevné překážky se deformuje pouze vozidlo a absorbuje tak veškerou kinetickou energii ať už deformací elastickou, plastickou, třením či materiálovým tlumením. Zjednodušeně lze tvrdit, že dynamika nárazu vozidla na tuhou překážku se chová dle pohybové rovnice hmotného tělesa

$$ma = F(x). \quad (3)$$

Zároveň z rovnic 2 a 3 je zřejmé, že ke zpomalení na nejmenší dráze bez překročení stanovené hodnoty zrychlení dojde při konstantním průběhu deformační síly. Potřebná délka deformační zóny při konstantní charakteristice lze pak určit separací proměnných a integrací rovnice 2

$$s = \frac{v_0^2}{a} - \frac{1}{2} \cdot \frac{v_0^2}{a} = \frac{v_0^2}{2a}, \quad (4)$$

kde  $a$  je maximální záporná hodnota konstantního zrychlení, navrhovaná dle biomechanických limitů a  $v_0$  je počáteční kolizní rychlost. Ovšem dosažení dokonale konstantního průběhu deformačních sil konstrukce při kolizi není technicky jednoduché. Chování běžných konstrukcí při deformaci lépe popisuje lineární charakteristika závislá na dráze:

$$F(x) = k \cdot x, \quad (5)$$

kde konstanta  $k$  bývá označována jako tuhost struktury a  $x$  je okamžitá hodnota dráhy. Fyzikálně se v podstatě jedná o nahrazení deformačních vlastností karoserie lineární pružinou o tuhosti deformačních zón karoserie. Energetickou bilanci tohoto rázového děje lze získat pomocí dosazení rovnic 2 a 5 do pohybové rovnice 3.

$$mv \frac{dv}{dx} = k \cdot x \quad (6)$$

Minimální délku deformační zóny s touto charakteristikou lze určit přímo z rovnice energetické bilance. Protože deformační síla roste lineárně, lze předpokládat, že maximální zrychlení nastane těsně před zastavením, tedy při maximální deformační dráze karoserie. Pro určení potřebné délky deformační zóny je ale nutno nejprve stanovit tuhost této struktury. Ta je v tomto modelu konstantní a lze ji určit úpravou rovnice 5 a dosazení pohybové rovnice 3.

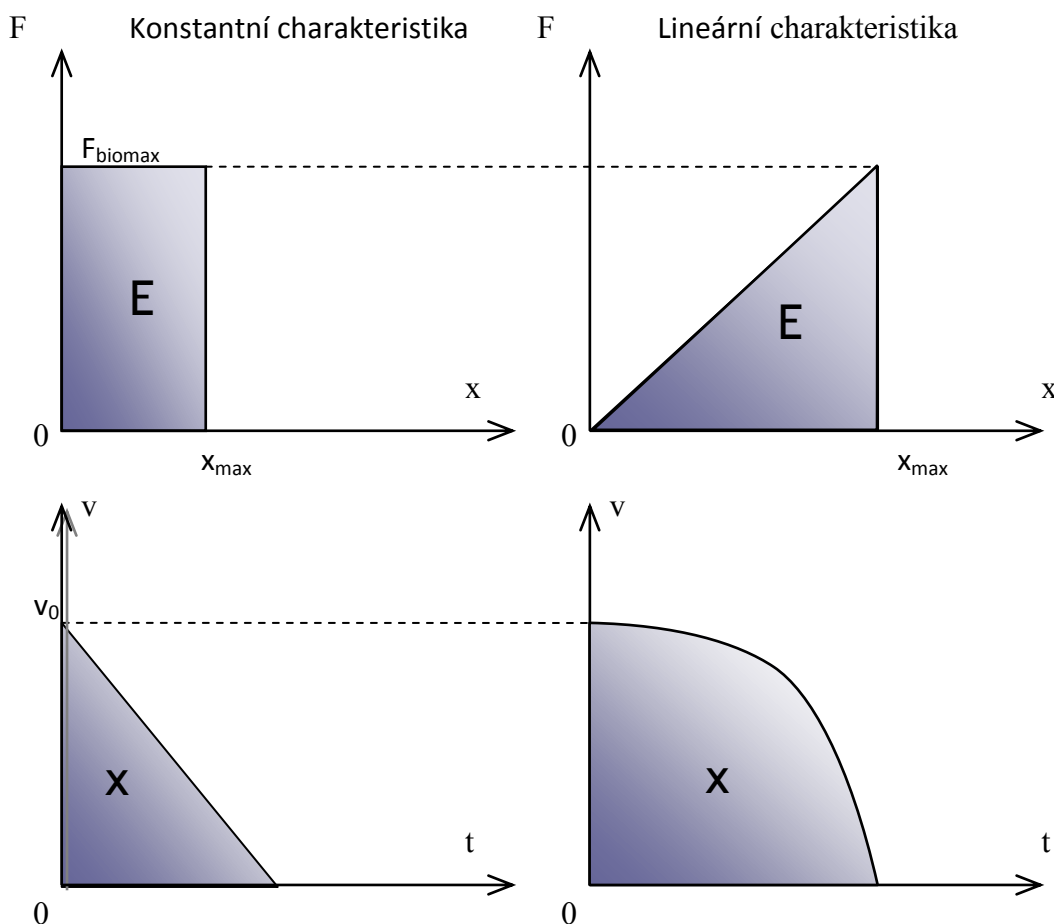
$$k = \frac{F_{max}}{x_{max}} = \frac{ma_{max}}{x_{max}} \quad (7)$$

Při dosazení rovnice 7 do rovnice 6, následné separaci proměnných a integraci lze po úpravě získat konečnou hodnotu délky deformační zóny.

$$x_{max} = \frac{v_0^2}{a_{max}} \quad (8)$$

Při porovnání rovnic 4 a 8 je patrné, že dráha při tomto průběhu sil je dvojnásobná oproti průběhu konstantnímu.

Ideální charakteristikou pro vnitřní pasivní bezpečnost je tedy taková, kde plocha pod křivkou zrychlení je maximální a zároveň plocha pod křivkou rychlosti je minimální. Při dosažení těchto průběhů dojde k maximálnímu zbrzdění na nejmenší deformační dráze bez překročení stanovených limitů zrychlení.



Graf 2.1. Srovnání obou charakteristik. Vrchní grafy odpovídají závislosti deformační síly na deformaci vozidla, přičemž plocha pod křivkou znázorňuje absorbovanou energii. Je zřejmé, že při lineární charakteristice je obsah plochy stejný při dvojnásobné dráze. Dole jsou pak znázorněny grafy rychlostí v čase odpovídajících charakteristik, přičemž plocha pod křivkou je v tomto případě deformační dráhou. Z tohoto srovnání je opět zřejmé, že plocha pod křivkou je opět v druhém případě dvojnásobná

### 2.1.2. Dynamika srážky dvou vozidel

Zatímco pevná překážka je nehybná a neabsorbuje žádnou energii, u srážky dvou vozidel může být energie nejen absorbována, ale i předána druhému vozidlu. Z takového důvodu nelze použít pro výpočet pouze zákon akce a reakce, ale je nutno uvažovat zákon zachování hybnosti. Ten se ve zjednodušené podobě pro plně plastický ráz vyskytuje v rovnici 9

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = (m_1 + m_2) v' \quad (9)$$

Levá strana rovnice představuje součet hybností obou vozidel před nárazem, zatímco pravá po nárazu. Hmotnosti vozidel jsou dle indexů označeny jako  $m$ , stejně tak rychlosti  $v$ , přičemž rychlost po nárazu je označena jako  $v'$ . Z tohoto zákona je zřejmé, že pokud

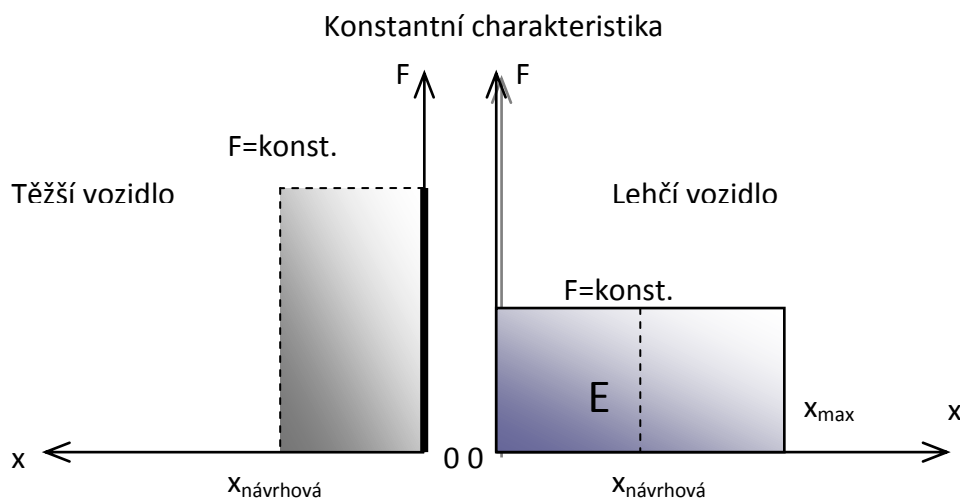
budou mít obě vozidla při kolizi stejnou hmotnost a srazí se čelně stejnými rychlostmi, náraz se od nárazu na pevnou překážku prakticky neliší. Pro  $m_1 = m_2$  a  $v_1 = -v_2$  platí, že:

$$0 = 2v' \quad (10)$$

Situace se však zcela mění, pokud mají obě vozidla různou hmotnost či rychlost. Nejen, že výsledná rychlost při plně plastickém rázu nebude nulová, ale i deformace každého z vozů budou s velkou pravděpodobností rozdílné. Protože deformační charakteristika musí odolat i nárazu na pevnou překážku, je deformační síla u těžších vozidel vyšší.

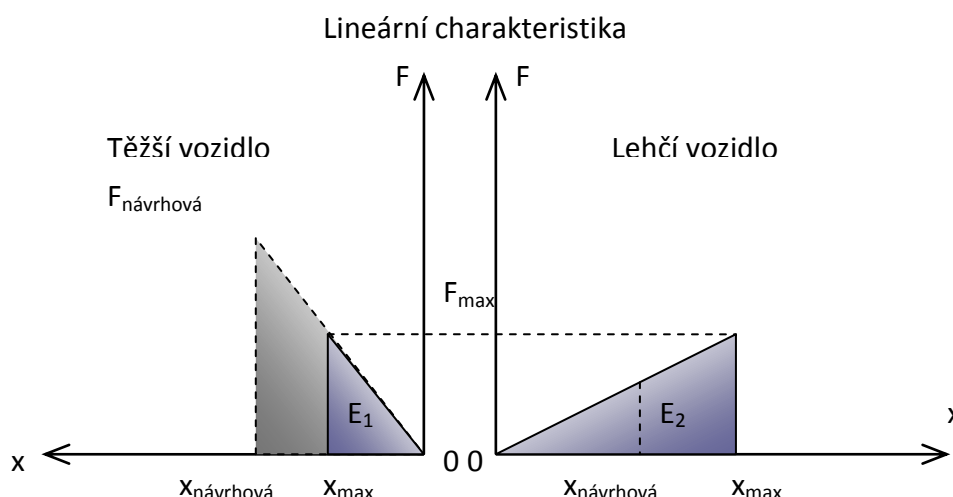
Při srážce dvou vozidel s různými hmotnostmi tak na sebe budou působit dvě různé charakteristiky. Při uvažování konstantní deformační charakteristiky by došlo s největší pravděpodobností k jevu, kdy těžší vozidlo by nebylo deformováno vůbec, zatímco lehčí vozidlo by absorbovalo veškerou nárazovou energii.

Deformace těžšího vozidla nastane pouze při dosažení navržené síly. Při nárazu však velikost vzájemné síly dosáhne nejprve hodnoty navržené pro lehčí vozidlo a díky jeho charakteristice dále neporoste. Kinetická energie obou vozidel se tak absorbuje pouze lehčím vozidlem. Viz graf 2.2.



Graf 2.2. Deformace vozidel konstantních deformačních charakteristik při čelním střetu. Čárkovaně jsou znázorněny navrhované průběhy charakteristik. Protože však při nárazu deformační síla nedosáhne hodnoty těžšího vozidla, je všechna energie absorbována lehčím vozidlem a dochází k dvojnásobné deformaci lehčího vozidla zatímco u těžšího je deformace nulová.

Při uvažování lineárních charakteristik deformace nastává u obou vozidel, neboť energii absorbují obě už od počátku nárazu. Nicméně dle zákona akce je i u obou vozidel různých tuhostí stejná deformační síla. Dle rovnice 5 však budou mít obě vozidla různých tuhostí při stejné síle různé deformace. Za předpokladu, že dvakrát těžší vozidlo má dvakrát tužší strukturu bude jeho deformace poloviční oproti lehčímu.



*Graf 2.3. Dynamika srážky dvou vozidel při lineární deformační charakteristice. Čárkovaně jsou znázorněny navrhované průběhy. Protože deformace je dána v tomto případě tuhostí, dochází opět k překročení navrhovaných deformací u lehčího vozidla, zatímco je deformace stále v rezervních hodnotách, jelikož deformační síla dosáhne opět jen poloviny své návrhové hodnoty.*

Z tohoto zkoumání vyplývá, že při srážce dvou vozidel je vnitřní bezpečnost u těžších vozidel vyšší než u vozidel lehčích. Je nutné si ale uvědomit, že těžší vozidla z hlediska vnější pasivní bezpečnosti působí agresivněji a jsou tak nebezpečnější pro okolí. Při návrhu deformačních charakteristik je tedy nutné i zohlednit agresivitu vůči ostatním účastníkům nehody.

Deformační charakteristika blížící se konstantní síle je z hlediska vnější bezpečnosti vhodná pouze pro statisticky nejlehčí vozy, jelikož srážka s ještě lehčím vozidlem je nepravděpodobná. Naproti tomu by měla být agresivita struktury u těžších vozidel zohledněna. Navrhovaná charakteristika by se měla blížit buď již zmíněné lineární závislosti, či odstupňované konstantní. Taková charakteristika umožňuje postupnou absorpci při srážce s lehčími i těžšími vozidly, ale i při nárazu na pevnou překážku.



## **2.2. Způsoby absorpce energie**

Ve všech předchozích případech byl pro zjednodušení uvažován plně plastický ráz. Koeficient restituce se tedy rovnal 0. Ve skutečnosti však hodnota nulová být nemusí. V důsledku zpomalení při nárazu však bývá velká část kinetické energie přeměněna na jiné druhy. Prvky pasivní bezpečnosti jsou tedy dimenzovány tak, aby pohltily co nejvíce kinetické energie většinou pomocí elasticko-plastické deformace, lomového chování, či viskózního tření tekutin. Běžně jsou pak používány tyto konstrukční prvky:

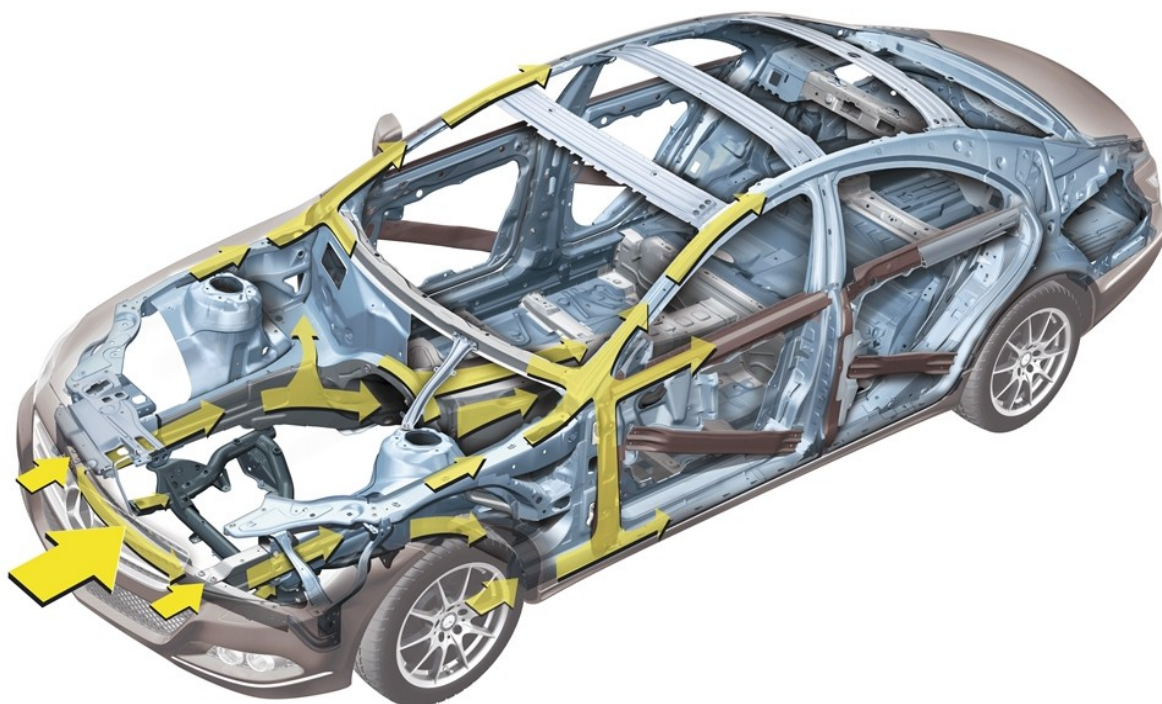
- Deformační zóny konstrukce
- Hydraulické či pneumatické absorbéry
- Plastové díly
- Pěnou vyplněné konstrukční prvky

Plastové prvky se v poslední době používají zejména jako nárazníky. Plastové nárazníky přitom podléhají zvláštním požadavkům jak dle předpisu FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standard) 215 používaných USA, tak i ECE-R 42 v zemích Evropské unie. Dle FMVSS se nárazník nesmí výrazně poškodit při rychlosti do 5mph, tedy asi 8km/h. Dle ECE (Economic Commission for Europe neboli Evropská hospodářská komise) je rychlost poloviční, tedy 4 km/h. Předpis ovšem rovněž stanovuje i maximální tvrdost materiálu. Současné nárazníky jsou většinou vyrobeny lisováním polyesterové pryskyřice vyztužené skelnými vlákny. Největší nevýhodou plastových dílů je velká materiálová závislost na teplotě.

Hydraulické a pneumatické absorbéry nabízejí možnost přeměny energie viskozitou plynu či kapaliny. Zařízení se velice podobá tlumičům. Má určitý zdvih a maření energie probíhá prouděním tekutiny skrz otvory v přepážkách. Nevýhodou těchto systémů je nutný určitý zdvih a jeho účinnost pouze v jednom směru.

Největší podíl na absorpci kinetické energie však má plastická deformace konstrukce karoserie. Základními požadavky jsou dostatečná tuhost kabiny pro zachování prostoru pro přežití, dodržení limitních hodnot zrychlení, zabránění proniknutí motoru a jiných částí do prostoru cestujících apod. Ladění absorpce je dosaženo pomocí numerických a experimentálních nárazových zkoušek. Při nárazech se pak prvky plasticky deformují pýchováním ohýbáním, lámáním či třením jednotlivých prvků o sebe nebo jiné části.

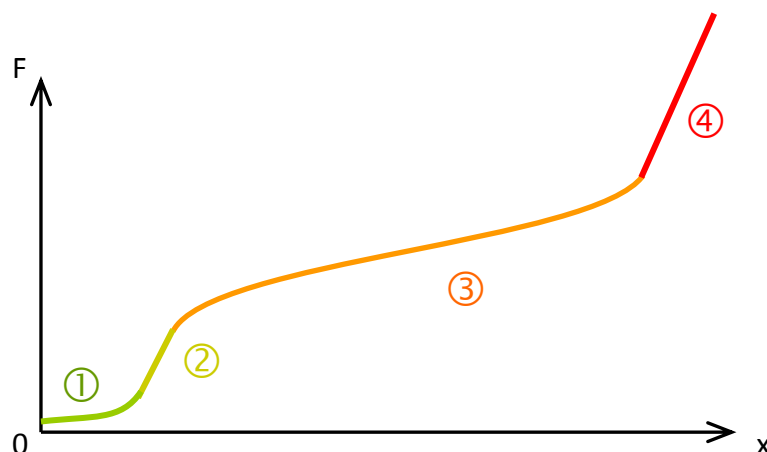
V zásadě lze kolize rozdělit na čelní, boční, zadní či převrácení vozidla, přičemž každému z uvedených nárazů má sloužit vlastní deformační struktura. Největší pozornost je věnována čelním deformačním strukturám, neboť se jedná se o nejčastější druh střetu s nejvyššími kolizními rychlostmi. Zásadní roli zde hraje uspořádání konstrukce. Z mnohaletých zkušeností vyplynulo používání dvou masivních podélných nosníků, jejichž hlavním účelem je absorpce energie přechováním a přenášením sil při správném konstrukčním provedení buď do podlahy, či při vidlicovitém provedení do tunelu pro spojovací hřídel a do bočnic.



*Obr. 2.1. Znázornění přenosu deformačních účinků čelního nárazu samonosné karoserie vozidla Mercedes-Benz typu CLS.[23]*

Při návrhu deformační charakteristiky čelní struktury je dbáno na průběh deformace v tomto pořadí:

1. Ochrana chodců
2. Elastické chování při nízkých kolizních rychlostech
3. Dodržení limitních hodnot záporného zrychlení při vyšších kolizních rychlostech
4. Zachování prostoru pro přežití při velkých deformacích

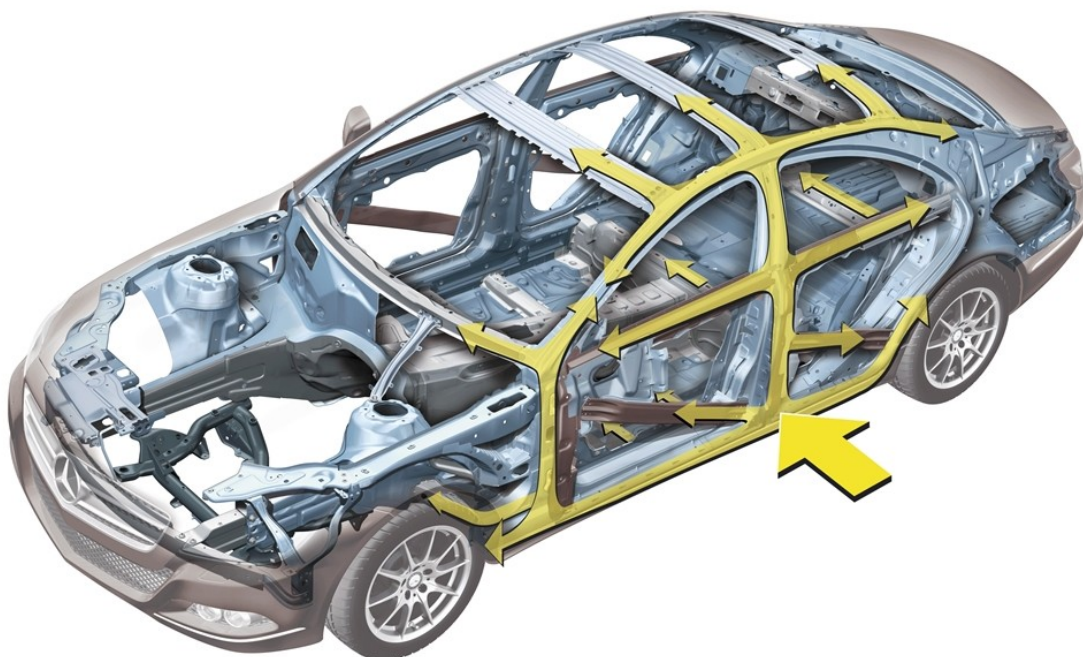


Graf 2.4. Ideální průběh deformační charakteristiky odpovídající pořadí zmíněného výše včetně číslování.

Zvláštní funkce deformačních zón vzniká při uložení pohonné jednotky vpředu. Tuhost bloku motoru je značně vyšší než tuhost konstrukce, což má za následek, že se pohonná jednotka při kolizi chová téměř jako tuhý blok. Aby bylo zabráněno vniknutí jejích částí do prostoru cestujících, musí být motor uložen tak, aby jeho případný posuv směřoval pod podlahu a nezasahoval do prostoru pro posádku. Konstruktivní řešení takového zavěšení je realizováno pomocí dimenzovaného lomu a úplného oddělení pohonné jednotky od rámu.

Pokud je jednotka uložena vzadu, lze využít přední prostor jako deformační zónu efektivněji. Nevýhodou však je zvýšené nebezpečí nárazu motoru do kabiny zezadu. V takovém případě je nutno i pro čelní náraz posílit strukturu v zadní části vozidla. Ta je však v menší míře rozvinutá vždy, přestože četnost nehod zezadu je menší a rychlosti jsou taktéž menší. Protože se vzadu často vyskytuje prostor pro zavazadla, je zde i výrazný prostor pro deformaci. Deformační zóny jsou většinou tvořeny vyztužením podélníků zadního rámu.

Nejmenší deformační zóny se vyskytují v boční části karosérie. Vzhledem k nižším kolizním rychlostem je tuhost boční struktury zaměřena zejména na zachování prostoru pro přežití, přičemž nadměrnému přetížení mají zabránit boční airbagy a konstrukce sedadel. Kvůli malému deformačnímu prostoru se plastická deformace realizuje zejména ohybem, při kterém je absorpce energie oproti vzpěru či přechování podélníků výrazně nižší. Vhodnou alternativou je navrhnout strukturu tak, aby dokázala narážející vozidlo odrazit.



Obr. 2.2. Znázornění přenosu deformačních účinků bočního nárazu samonosné karoserie vozidla Mercedes-Benz typu CLS.[24]

Karoserie jsou většinou tvořeny buď jako samonosné (obr. 2.1 a 2.2), nebo jako skořepinové s vnitřní kostrou (viz obr. 2.3). Samonosná karoserie obsahuje pevně spojené nosné i spojovací části, tedy rám i krytování. Bývá obvykle tvořena plechovými výlisky svařovanými automaty. Zásadní výhodou této karoserie je její snadná velkosériová výroba. Díky tomuto faktu jsou tyto karosérie široce rozšířené u běžných osobních velkosériových automobilů. Deformační zóny jsou rovněž tvořeny silnějšími plechovými výlisky jako součást karoserie. Viz obr. 2.1 a 2.3.

Naproti tomu karoserie s vnitřním rámem prokazuje značně vyšší tuhost a snadnou kusovou výrobu. Na karoserii s pevnou kostrou jsou spojovací části připevněny většinou rozebiratelně. Vnější skořepinová karoserie má za úkol chránit rám proti povětrnostním vlivům, sloužit aerodynamice, ale i estetice. Rámové karosérie se vyskytují u kusových sérií a sportovních či závodních vozů. U sportovních vozů bývá karoserie často konstruována ze tří částí, kde přední a zadní rámové části pevně připevněné k jednokusovému výlisku kabiny. V tomto případě jsou deformační zóny určené pro absorpci energie tvořeny pouze vnitřním rámem, který bývá často z uzavřených tenkostěnných profilů. Kabina, ať už tvořená konstrukcí či kompozitovým výliskem, má obvykle několikanásobnou tuhost oproti deformačním zónám. Příklad řešení pomocí tuhého výlisku kabiny je zřejmý na obrázku 2.3.





*Obr. 2.3. Deformační zóny vozidla Laborghini Aventador tvořené poddajným vnitřním rámem připevněným k tuhému kompozitovému výlisku kabiny vozidla.[25]*

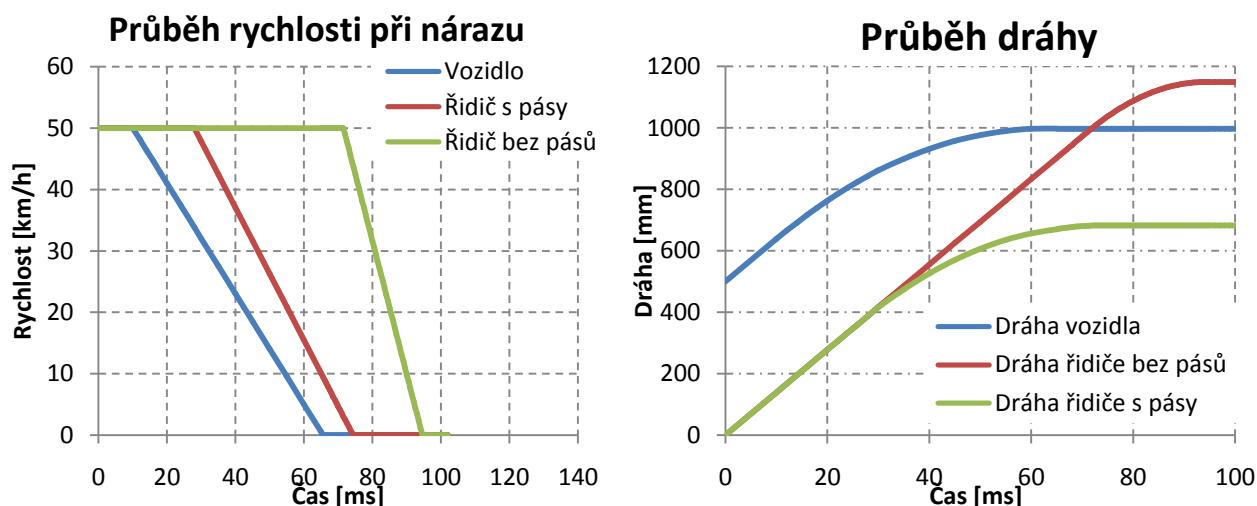
### 2.3. Zádržné systémy

Cílem deformačních zón je i co nejpozdvolnější absorpce. Protože cestující nejsou s vozidlem spojeni pevně, při čelním nárazu se mohou odpoutat a pokračovat tak v pohybu nezměněnou rychlostí, zatímco vozidlo v důsledku nárazu zpomaluje. V takovém případě dojde k nárazu hlavou či jinou částí těla do interiéru vozidla v okamžiku, kdy jeho rychlost může být v krajních případech i nulová. Pokud tento případ nastane, dochází ke střetu cestujícího s přístrojovou deskou v plné rychlosti a absorpční schopnosti karoserie při zmírnění nárazu nehrají žádnou roli.

Je zřejmé, že pro úspěch absorpce energie karoserií je nutno cestující co nejlépe připevnit k pevné části vozidla, aby byla karoserií pozvolna absorbována i kinetická energie cestujících. Pro tuto funkci byly vyvinuty tzv. zádržné systémy. Ty mají za úkol při nárazu zajistit, aby byla absorpční schopnost karoserie využita co nejefektivněji a cestující byli tak vystaveni co nejmenší zátěži.

Zádržné systémy však nejsou kvůli jízdnímu komfortu navrženy tak, aby byly v činnosti vždy, ale pouze při nárazu. Stojí za připomenutí, že míra komfortu má totiž značný vliv i na aktivní bezpečnost. Tento konstrukční návrh má však značnou nevýhodu, kterou je nutnost spolehlivého a včasného zareagování při nárazu. Pokud k nárazu dojde, řídící jednotka musí dle čidel správně vyhodnotit hodnoty přetížení a rozhodnout, zda dojde k aktivaci, přičemž hodnoty přetížení musí být naladěny ve správných mezích. K aktivaci

zádržných systému nesmí dojít při jemných změnách přetížení vznikajících např. při vnějších otřesech, či při prudkém brzdění. Rozhodující vliv na přetížení cestujících má i doba reakce zádržného systému. Čím později systém zareaguje, tím prudčeji musí být cestující zbrzděn a tím víc je i vystaven zátěži v důsledku přetížení.



Graf 2.5. Porovnání průběhu rychlosti a drah cestujících s vozidlem s použitím či bez použití pásů. Nalevo je patrná strmost křivky při nárazu řidiče do interiéru vozidla, napravo je pak patrný dráhový rozdíl, tedy promáčknutí částí při kontaktu těla s interiérem vozu. Při použití pásů je jak nalevo, tak napravo znatelná prodleva reakční doby pásů. Napravo je rovněž patrný mírný dráhový rozdíl před a po nárazu. Pokud je zpomalování způsobené zádržnými systémy dostatečné, rychlosti cestujícího a vozidla se v průběhu nárazu vyrovná a dochází ke značnému snížení nebezpečí plynoucího ze střetu s interiérem vozidla.

Z grafu 2.5 lze snadno odečíst základní kinematické požadavky na zádržné systémy. Protože přetížení cestujících musí zůstat v určitých mezích, nesmí maximální záporná hodnota zrychlení přesáhnout biomechanické limity. Ty jsou rozebrány v kapitole 3. Pro jednoznačnost jsou tedy požadavky shrnuty takto:

1. Uvedení zádržného systému v činnost musí být realizováno spolehlivě a co nejrychleji po nárazu, aby došlo co k nejmenšímu dopřednému přemístění cestujících
2. Hodnoty přetížení cestujících vyvinuté zádržnými systémy nesmí překročit biomechanické limity, a musí být zároveň dostatečně velké, aby došlo co k nejmenšímu dopřednému přemístění cestujících.
3. Pokud není systém uveden v činnost, musí být jeho používání co nejjednodušší, aby byla zajištěna dostatečná míra komfortu, a cestující tak nebyli demotivováni k jeho používání

Zádržné systémy jsou děleny na pasivní a aktivní, kde pasivní jsou schopny funkce samovolně, kdežto aktivní musí být připraveny k funkci pomocí cestujících. Mezi používané aktivní zádržné systémy patří bezpečnostní pásy. Mezi pasivní pak bezpečnostní vaky, známé jako tzv. airbagy.

### 2.3.1. Bezpečnostní pásy

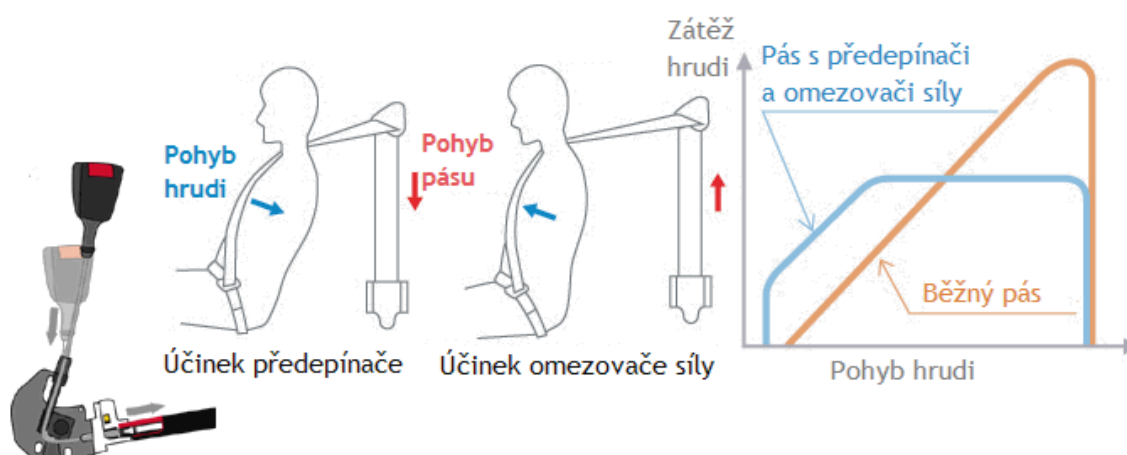
Bezpečnostní pásy se vyskytují ve většině případů jako aktivní zádržný systém (ke správné funkci se musí cestující připnout). Ten bývá kvůli komfortu často samonavíjecí. Zádržný efekt je pak realizován pomocí blokování navíjení pásu. Dle požadavků ECE je blokování zahájeno při zpoždění vozidla 0,4g či při vytahování popruhu pomocí zrychlení 0,6g. Pásy jsou ve většině případů pevně připojeny k rámu sedadla či ke karoserii.

Pro dosažení maximální účinnosti bezpečnostních pásů a pevného zadržení cestujících jsou použity mechanické či pyrotechnické předepínače pásů. Jejich funkcí je včasné napnutí a přitažení cestujících co nejvíce k sedadlu pro zachování co největší vzdálenosti od přístrojové desky a nejmenšího nutného přetížení. Při použití těchto předepínačů rovněž dochází k výraznému snížení reakční doby funkce bezpečnostních pásů.

Jak bylo zmíněno výše, při použití zádržných systémů nesmí být překročeny dané hodnoty přetížení. K tomuto účelu jsou pásy vyvíjeny s tzv. omezovači síly. Ty mají zabránit nadměrnému použití síly při brzdění cestujících. Omezení síly je obvykle realizováno pomocí plastické deformace, suchého tření či trhacími švy v pásu.

Existuje několik druhů používaných pásů. Nejčastěji používané pro sériově vyráběné automobily jsou pásy tříbodové pomocí kombinovaného pánevního a diagonálního hrudního pásu. Ve sportovních automobilech bývají často použity pásy čtyř či až pěti bodové. U takovýchto pásů je však míra komfortu značně snížena. Nicméně posádka je v takovém případě připásána pevněji, zejména při přetížení nejen dopředném, ale i bočním.





Obr. 2.4. Ukázka činnosti předepínače pásu a omezovače síly. Napravo pak graf srovnání s pásem běžným.[12,13]

### 2.3.2. Airbagy

Mezi pasivní zádržné systémy patří zejména nafukovací vaky neboli airbagy. Ty jsou narozdíl od bezpečnostních pásů připraveny k funkci bez obsluhy cestujících. Airbagy navíc chrání hlavu před přímým nárazem do částí interiéru. Je nutno poznamenat, že airbagy jsou konstruovány tak, aby jejich funkce byla sladěna s předepínači bezpečnostních pásů, přičemž vozidla podléhající předpisům ECE a vybavená airbagy obsahují předepínače pásů vždy. U vozidel amerických nejsou bezpečnostní pásy povinné. Z tohoto důvodu jsou vozidla americké výroby vybaveny vaky o větším objemu než u vozidel evropských. Rozlišují se tři základní skupiny airbagů: čelní, boční a okenní neboli střešní.

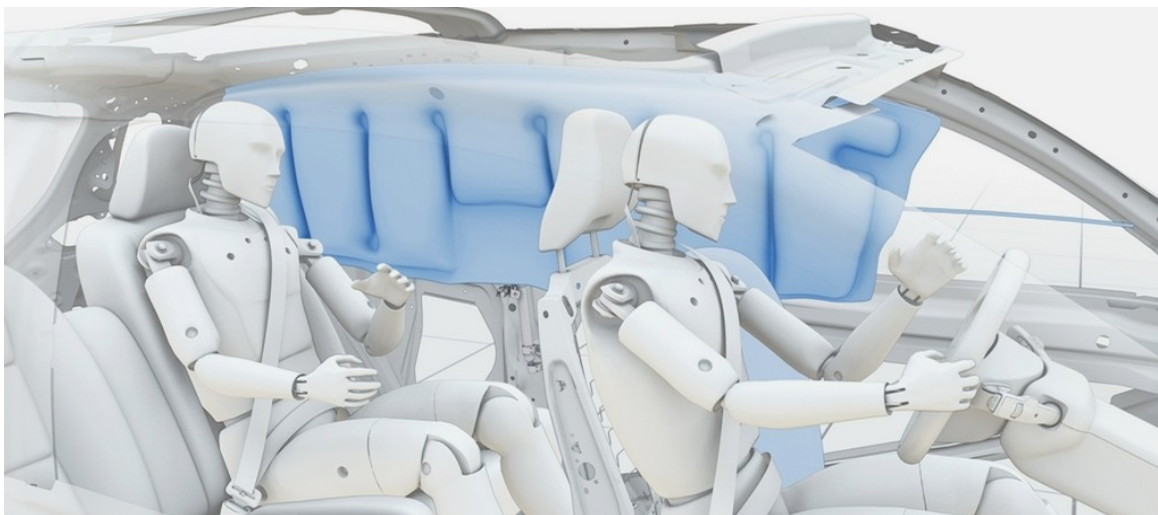
Čelní airbagy jsou navrhovány tak, aby chránily cestující před srážkou s pevnou překážkou do rychlosti 60km/h. V případě kolize dvou protijedoucích vozidel do relativní kolizní rychlosti 100km/h. Při těchto rychlostech totiž samotné bezpečnostní pásy nemohou zabránit nárazu hlavy do přístrojové desky či volantu, aniž by byly překročeny kritické hodnoty přetížení při zpomalování cestujících. Maximální čas nafukovací procedury při nárazové rychlosti 50km/h s tvrdou překážkou je 40ms od počátku nárazu. [1]

Boční airbagy chrání cestující před boční srážkou vozidla. Podíl této srážky z celkového počtu nehod tvoří asi 20%. Hlavní chráněné partie jsou hrudník a bedra. Mezní aktivační kritérium pro spouštění bočních airbagů odpovídá srážce s pevnou překážkou rychlostí

28km/h. Narozdíl od čelních airbagů je při boční srážce kvůli slabému potenciálu deformačních zón maximální čas pro detekci a nafouknutí airbagů zhruba 12ms. [1]

Okenní airbagy chrání cestující před střepy a ostatními objekty pronikající oknem vozidla. Chrání rovněž před nárazy hlavy do postranních sloupků při převrácení vozidla apod. Okenní airbagy doplňují airbagy boční a jejich tvar má podobu záclony po celé šířce oken. Doba nafukovací procedury se pohybuje okolo 25ms. [1]

Nafouknutí airbagů probíhá následujícím způsobem. Nejprve jsou příslušné hodnoty zrychlení vyhodnoceny řídicí jednotkou. V případě, že došlo k překročení hodnot zrychlení, jsou odpáleny pyrotechnické nálože. Ty mají za úkol přeměnit tuhé patrony na plyn a tímto plynem nafouknout co nejrychleji vnitřek vaku. Plně nafouknutý airbag je však příliš tvrdý pro kontakt s cestujícím, a proto musí být pozvolna vypouštěn pomocí porézní tkaniny a výtokových otvorů.



*Obr. 2.5. Nafouknuté okenní a boční airbagy vozidla C30 značky Volvo, která vede ve vývoji airbagů již přes 25 let.[26]*

### **2.4. Bezpečnostní řídicí ústrojí**

Při čelní srážce se u cestujících vyskytuje riziko střetu s částmi interiéru. U řidiče je touto částí převážně řídicí ústrojí, zejména pak volant. Pokud dojde k takovému kontaktu, je nutno zajistit i co největší ochranu před tímto střetem. Vzhledem k výšce volantu je nejpravděpodobnější střet s trupem řidiče. Z tohoto důvodu je nutné dimenzovat součásti volantu dostatečně pružné a kontakt volantu s trupem řidiče tak byl rozprostřen po co největší ploše.

Pro ochranu před střetem řidiče s volantem je nutno nejen síly rovnoměrně rozprostřít, ale i snížit přetížení řidiče po celý průběh střetu. Požadavkem bezpečnostního řídícího ústrojí je tedy i mírná absorpce kinetické energie řidiče. Absorpce je dosažena vhodným uložením ústrojí či použitím deformačních členů v konstrukci.

Nesmí být opomenuto, že při čelní nehodě ve velkých rychlostech dochází ke značné deformaci přední části vozu. Protože je volantem řízena přední náprava, vyskytuje se zde při deformaci přední nápravy i riziko vysunutí volantu směrem k řidiči. Úkolem bezpečnostního řídícího ústrojí je i předcházení tomuto jevu. Tento bod je podrobně rozebrán i v předpisech ECE-R 12. Pro eliminaci tohoto jevu jsou použity lomené hřídele volantů, či konstrukce části hřídele jako perforovaného plechového válce. Tyto konstrukční prvky umožňují vybočení hřídele válce, či v druhém zmíněném případě deformaci hřídele a absorpci energie.

## **2.5. Ochrana chodců**

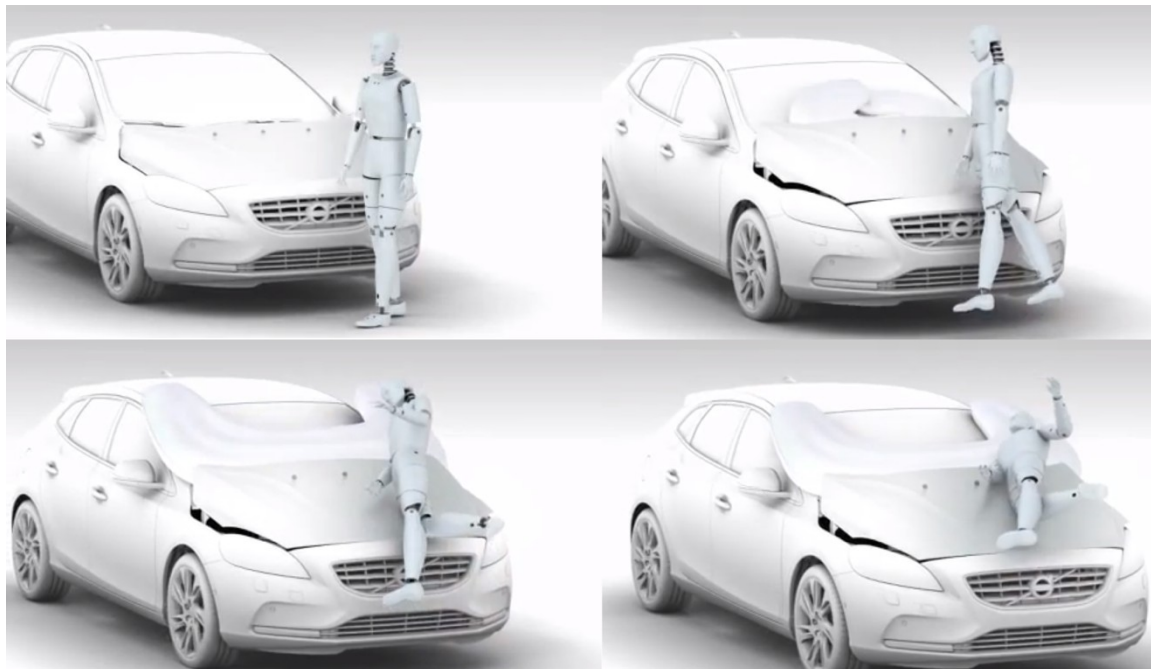
Velkou součástí vnější pasivní bezpečnosti je i srážka s chodcem. Ta má přitom na deformační charakteristiku karoserie značný vliv. Z tohoto důvodu je vhodné stručně shrnout i tuto problematiku.

V prvé řadě je nutné zmínit, že hmotnost chodce je mnohonásobně menší než hmotnost vozidla. Při této srážce dochází hned k několikanásobné přeměně energie. Srážka je v základě rozdělena na tři části. V první části dochází ke srážce chodce s vozidlem. V druhé části je chodec při brzdění vozidla vržen na vozovku a ve třetí části se může jednat o kontakt chodce na vozovce při brzdění s jinou pevnou překážkou.

V první části je míra nebezpečí určena svislým profilem přední části vozidla, zejména výškou nárazníku, úhlem kapoty, její délkou, tuhostí, způsobem připevnění apod. U vyšších chodců hrozí srážka s čelním sklem. Určitou roli hraje tedy i zasazení předního skla včetně sloupků.

Svislý profil přední části hraje nejvýznamnější roli i při odražení chodce. V zásadě existují tři možnosti odražení chodce v závislosti na ostrosti profilu přední části. U většiny automobilů je chodec sražen pod těžištěm a klouže po kapotě. Pokud je profil příliš ostrý chodec je vržen přímo na vozovku, zatímco u sportovnějších vozů je doba styku nejkratší a chodec je vržen směrem vzhůru.

Mezi nejdůležitější požadavky karoserie při ochraně chodců patří: Nárazník by měl mírně vyčnívat. Přední hrana by měla být výrazně poddajná. Kapota by měla být co nejdelší, aby pokryla náraz hlavy i vysokých chodců a co nejvíc zpomalila chodce při srážce a jeho následném klouzání po kapotě. Vyčnívající díly by měly být poddajné při síle 100N.



Obrázek 2.6. Rozložení srážky s chodcem s aktivním airbagem chránícím chodce před nárazem do čelního skla. Na obrázku automobil Volvo V40.[14]

### 3. Biomechanika

V této práci jsou mnohokrát zmíněny základní kritéria pro přežití při vzniku nehody. Kritérium dostatečného prostoru pro přežití je dáno zejména deformací kabiny. Podrobnější kritéria prostoru pro přežití jsou zakotveny v předpisu ECE-R 33. Při vyloučení přímého střetu částí těla s částí karosérie, je nutno podrobněji rozebrat vliv přetížení, tedy zrychlení na účastníky nehody, popř. rozložení brzdných sil a jejich průběh v čase. Nedílnou součástí biomechaniky je i zkoumání napětového chování orgánů, tkání, kostí apod. Většina hodnot přitom pochází z podrobných výzkumů, pitev či ze statistik úrazů.

Při kritickém zpomalování prokazuje každá část těla různou odolnost vůči zrychlení. Nejvíce postiženými částmi bývá hlava, hrudník, břicho a pánev. Přestože statisticky nejčastější a nejnebezpečnější je poranění hlavy, bylo vyvinuto nespočet biomechanických kritérií pro posouzení nebezpečí jednotlivých částí těla.

Poranění hlavy je rovněž nejčastějším důsledkem, dle [1] nastává v 70% a většina je smrtelná. HIC z anglického Head Injury Criterion – v Evropě HPC (Head Performance Criterion) je základním kritériem pro posuzování zranění hlavy. Index tohoto kritéria nesmí při nehodě překročit 1000 a stanovuje se dle rovnice

$$HIC = \left( \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right)^{2,5} (t_2 - t_1), \quad (11)$$

kde  $a$  je výsledné zrychlení těžiště hlavy cestujícího a  $t_2 - t_1$  je stanovený odpovídající časový úsek zrychlení. Tato podmínka je zakotvena v americkém předpisu FMVSS 208 jako  $HIC_{36}$ , kde 36 označuje maximální délku analyzovaného časového úseku jednotkách milisekund. Dle předpisu ECE-R 94 je hodnota HPC posuzována pouze při kontaktu hlavy s jiným předmětem. Maximální hodnotou je opět 1000. Výsledné zrychlení hlavy bez kontaktu nesmí dle ECE-R 94 překročit hodnotu 80g po dobu delší než 3ms.

Při posuzování biomechanických limitů krku je používáno tzv. Neck Injury Criterion (NIC). NIC je posuzováno dle grafů maximálního působení sil v čase. Dle ECE-R 94[5] je důležité dodržet maximální ohybový moment krku 57Nm. V předpisu FMVSS 208 [4] jsou stanoveny přímo mezní hodnoty působících sil.

Dle ECE-R 94 je nutno dodržet i biomechanické kritérium stlačení hrudníku (ThCC). Jedná se o vzdálenost páteře a hrudní kosti v jednotkách milimetrů, přičemž hodnota se nesmí zmenšit o více než 50mm. Při zkoušce dle FMVSS 208 je použita hodnota maximálního stlačení 76mm.

V předpisech je dáno více kritérií, např. měkké tkáně hrudníku (VC), kritérium stehenní kosti (FFC), kritérium stlačení žeber (RDC), kritérium kosti stydké (PSPF) apod. Podrobnosti lze naléznout v [5]

Ve všech nárazových zkouškách, jak simulovaných, tak experimentálních, jsou tyto všechny hodnoty měřeny pomocí normovaných figurín. Figuríny jsou navrhovány dle biomechanických poznatků o lidském těle tak, aby se jejich mechanické vlastnosti co nejvíce shodovaly s vlastnostmi lidského těla. Pro měření dat jsou figuríny vybaveny měřicími zařízeními. Vývoj a konstrukce takovýchto zkušebních figurín je však velice nákladný.

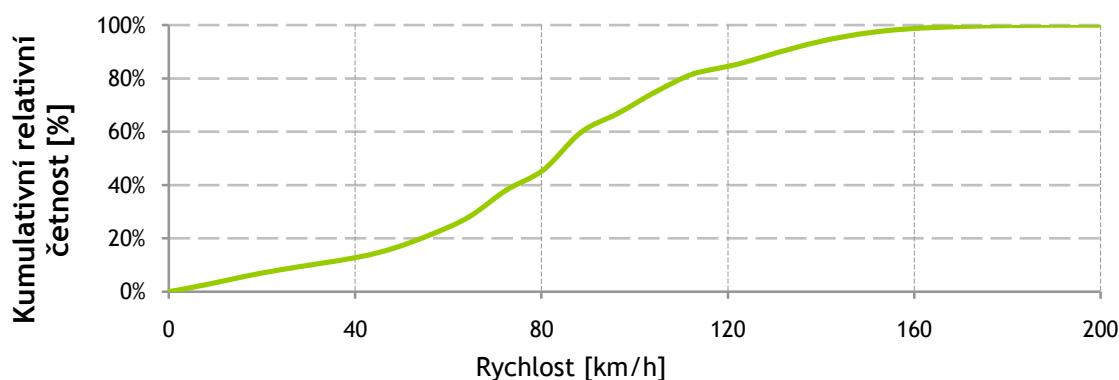
Nejrozšířenější figurínou pro posuzování čelních nárazů je figurína HYBRID III (viz obr. 7.2). Existuje několik variant této figuríny dle statistiky rozměrů lidského těla. Varianty figurín jsou pak vytvořeny podle percentilů 50%, 95% a 5%. Pro boční náraz jsou pak používány figuríny s názvem EUROSID, u kterých je kladen důraz zejména na hrudník a pánev. Dále bývají často používány i figuríny pro náraz zezadu, figuríny simulující sražení chodců či figuríny pro posuzování dětí. Dětské figuríny jsou pak odstupňovány pro děti ve věku 3, 6 a 10 let.

### 3.1. Statistiky

Při modelování či zkoušení nárazů je jedním z nejdůležitějších faktorů přehled o dopravních nehodách. K tomuto účelu posuzování nejčtenějších nárazů slouží výzkum dopravních nehod. Ten se zabývá zejména sbíráním statistických dat o směru nárazu, kolizních rychlostech, vzniklých zraněních a rovněž ověření účinnosti nových bezpečnostních prvků.

Pomocí pravděpodobnosti vzniku jednotlivých událostí jsou stanoveny požadavky nárazových zkoušek. Dle statistik se ve většině mezinárodních předpisů vyskytují zkoušky čelního nárazu, zkoušky bočního nárazu, zkoušky najetí zezadu a zkoušky převrácení vozidla.

Vůbec nejčtenější kolizí je čelní srážka (až 60%). Z boků pak činí asi 25% celkového počtu, přičemž převažuje strana řidiče. Najetí zezadu tvoří asi 15% nehod.[1] Rovněž důležitým faktorem je graf č. 3.1 četnosti nehod dle relativní rychlosti.



Graf 3.1. Kumulativní relativní četnost čelních nehod v závislosti na rychlosti v USA. Statistika dle FARS (Fatality Analysis Report Statistics).



### 3.2. Předpisy

Třebaže jsou všechny poznatky o pasivní bezpečnosti důležité, není možné vyhovět všem návrhům, vylepšením či bezpečnostním opatřením. Naopak studium pasivní bezpečnosti by nemělo smysl, pokud by tyto zlepšující prvky nebyly vůbec použity. Požadavky na pasivní bezpečnost se u každé země liší. V České republice jsou požadavky stanoveny zákonem č. 56/2001 Sb. a vyhláškami „O technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích“ a „O schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích“. V zemích Evropské unie platí směrnice evropské společnosti a homologační předpisy ECE. Ve Spojených státech amerických jsou stanoveny předpisy FMVSS.

Jak předpisy Evropské hospodářské komise tak FMVSS jsou rozsáhlé a obsahují mnoho částí. Předpisy o pasivní bezpečnosti se však dají rozdělit na tyto podtémata:

- Zkoušky interiéru
- Bezpečnost přístrojových desek
- Bezpečnost při čelním nárazu
- Bezpečnost při bočním nárazu
- Bezpečnost při nárazu zezadu
- Bezpečnostní řídicí ústrojí
- Bezpečnost sedadel
- Bezpečnostní pásy
- Bezpečnost při převrácení
- Bezpečnost opěrek hlavy
- Požadavky na nárazníky

S touto prací souvisí zejména předpisy bezpečnosti při čelním nárazu. Konkrétně pak předpisy ECE-R 33 a ECE-R 94. Předpis ECE-R 33 stanovuje požadavky prostoru pro přežití. Předpis ECE-R 94 stanovuje podmínky čelních nárazových zkoušek. Ekvivalenty těchto předpisů v USA jsou předpis FMVSS 203 pro náraz cestujícího na volant, předpis FMVSS 204 stanovující požadavky maximálního vysunutí volantu a předpis FMVSS 208 stanovující podmínky čelních nárazových zkoušek.



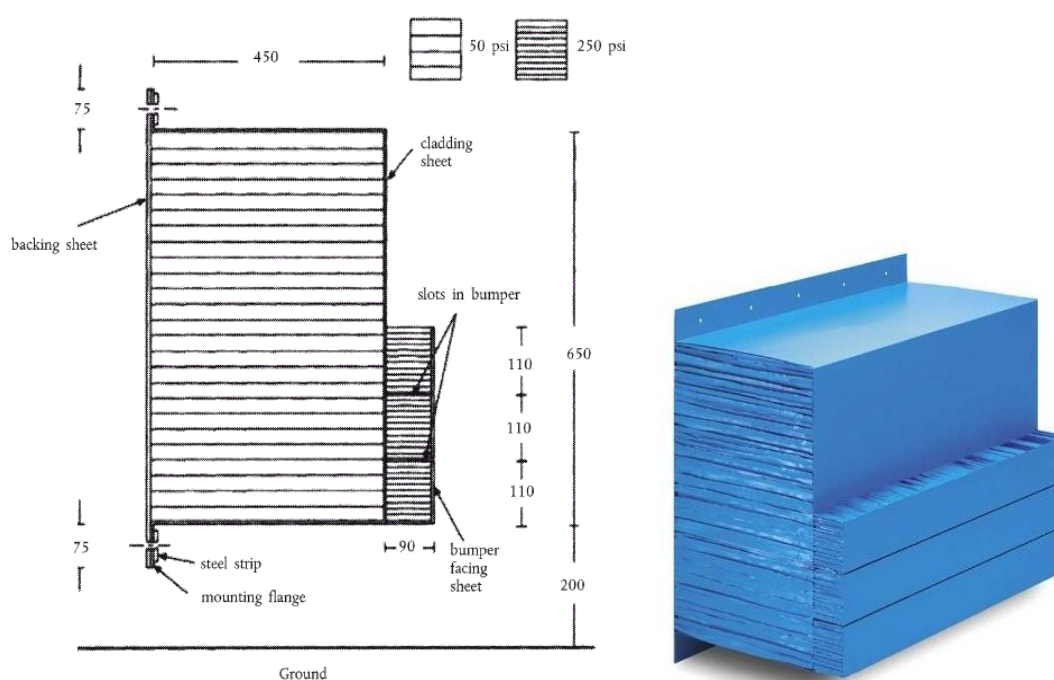
## 4. Čelní nárazové zkoušky

V následující kapitole jsou shrnuty požadavky tří nejrozšířenějších nárazových zkoušek. Zkouška dle předpisu ECE-R 94, kterou musí být vozidla schválena. Zkouška dle nařízení FMVSS 208 platného v USA, ze kterého rovněž zkouška dle ECE-R 94 vychází. Důležitou zkouškou je i čelní srážka dle EuroNCAP, která není nutná pro schvalování, ale v automobilovém průmyslu je velice sledovanou a respektovanou.

### 4.1. Nárazové zkoušky dle předpisu ECE-R 94

Požadavky čelních nárazových zkoušek byly stanoveny dle statistik výzkumu dopravních nehod. Protože statisticky nejčtenější střet odpovídá čelní srážce dvou vozidel, byly zkoušky navrženy tak, aby modelovaly tento případ co nejpřesněji s co nejmenšími náklady.

Druhé vozidlo je zde nahrazeno poddajnou bariérou. Ta je tvořena oplechovanou plastovou strukturou s připevněným nárazníkem. Jako materiál bariéry slouží hliníková slitina dle ISO 209. Použití plastové struktury je dáno jejími výjimečnými absorpčními schopnostmi. Hliníkový nárazník je rozdělen zářezy po celé délce na tři části a připevněn k dolní části bariéry. Celá bariéra je pevně připevněna k bloku, jehož hmotnost nesmí být menší než 70 000kg. Rozměry předepsané bariéry jsou znázorněny níže.



Obr. 4.1. Specifikace a zobrazení tzv. ODB (Offset Deformable Barrier) používané v současné době při nárazových zkouškách dle ECE-R 94 a EuroNCAP.[15]

Ze statistiky rovněž vychází kolizní rychlost, která je v tomto předpisu stanovena jako 56km/h. Kolizní rychlost může být libovolně vyšší, nikoliv však nižší. Pokud vozidlo vyhoví zkoušce při vyšší rychlosti než požadované, zkouška je rovněž považována za úspěšnou. Protože protijedoucí vozidla se zřídka srazí celou svou šířkou, bylo s pomocí statistických údajů rozhodnuto o předsunutí bariéry 40% šířky vozidla s povolenou odchylkou do 20mm, přičemž bariéra je vždy umístěna na straně řidiče. Směr nárazu do bariéry je kolmý ve směru jízdy s povolenou odchylkou do 1°.

Je zřejmé, že hmotnost vozidla je při nárazu zásadní. Pro platnost experimentu je nutno dodržet shodnost hmotnosti vozidla. Ta je označována jako tzv. pohotovostní hmotnost nenaloženého vozidla. Tedy hmotnost vozidla schopného provozu se všemi kapalinami a rezervním kolem bez posádky a zavazadel. Palivová nádrž je naplněna vodou tak, aby její hmotnost odpovídala 90% hmotnosti paliva naplněné nádrže. Zkoušené vozidlo nemusí obsahovat brzdové či chladicí kapaliny pokud bude jejich hmotnost pozorně uvážena. Hmotnost měřicích přístrojů nesmí přesáhnout hodnotu 25 kg.

Pro shodnost zkoušky je však nutné dodržet i jiné faktory. Mezi ty patří i poloha volantu. Ten by měl být volně umístěn ve střední poloze. Aby se předešlo vlivům trakce, rychlostní stupeň by měl být zařazen v neutrální poloze. Rovněž je důležité, aby byla všechna okna nadoraz zavřená. Dveře by měly být rovněž zavřené, ale ne zamčené.

Základním účelem tohoto snažení je posouzení účinků všech pasivních bezpečnostních systémů na posádku. K tomuto účelu slouží zejména figurína HYBRID III, jejíž bližší specifikace jsou popsány v kapitole 3. Tato figurína však musí být při zkoušce opět vhodně umístěna. Sedadla cestujících by měla být v polovině jejich rozsahu nastavení. Figurína by se měla opírat o sedadlo a být pevně připásána. Figurína řidiče drží volant a nohy jsou opřeny o nestlačené pedály. Předpis rovněž stanovuje, aby byla figurína zachována v rozmezí teplot mezi 19° C a 22° C. Předpisy stanovují rovněž obutí a oblečení, jehož parametry jsou odkázány na předpis FMVSS 208.

Cílem tohoto testu je tedy posoudit naměřené hodnoty podle biomechanických kritérií. Původ kritérií a jejich přípustné hodnoty jsou podrobněji rozebrány v kapitole 3. Nicméně pro shrnutí je vhodné zkoumaná kritéria zmínit:

- Vyšetření celkového zrychlení hlavy dle  $HPC_{36}$  za předpokladu, že dojde ke kontaktu hlavy s jinou částí vozidla. Pokud ne, výsledné zrychlení hlavy nesmí překročit hodnotu 80g po delší dobu než 3ms.
- Vyšetření zatížení krku a posouzení dle NIC.
- Pro hrudník posouzení kritického stlačení dle ThCC a posouzení měkké tkáně dle VC
- Posouzení sil působících v kosti stehenní dle FFC a lýtkové dle TCFC

Zkouška je považována za úspěšnou při splnění biomechanických kritérií při výše zmíněném nastavení. Pokud je vozidlo zkoušeno při vyšší rychlosti a kritéria jsou splněna, zkouška je rovněž považována za úspěšnou. Podrobné požadavky zkoušky lze vyhledat v [5].

### **4.2. Nárazové zkoušky dle FMVSS 208**

Na rozdíl od předpisu ECE-R 94, která se týká pouze zkoušky čelního nárazu, jsou v předpisu FMVSS 208 zakotveny i podmínky pro náraz boční či pro zkoušky převrácení vozidla. Nutno poznamenat, že předpisy FMVSS jsou starší a při tvorbě evropských regulí sloužily zároveň jako předloha.

Zkouška se však od evropské liší. Zásadní rozdíl nastává v konstrukci bariéry. Zatímco v evropské je použita bariéra poddajná, zde je použita bariéra zcela tuhá. Rozdíl není však jen v tuhosti bariéry, nýbrž i v její velikosti a pozici. V této zkoušce je proveden náraz do bariéry po celé šířce vozidla. Bariéra je umístěna kolmo ke směru jízdy. Obdobou varianty s předsazenou bariérou je v této zkoušce náraz do tuhé bariéry pod úhlem  $30^\circ$ , přičemž strana nárazu je libovolná. Náraz se rovněž liší v rychlosti. Rychlost nárazu je zde stanovena na 30mph což odpovídá zhruba 48,3km/h.



*Obr 4.2. Nárazová zkouška do plně tuhé bariéry dle FMVSS 208. Na obrázku Volvo XC60 při rychlosti 35mph, přestože požadovaná je 30mph. Zkouška je rovněž úspěšná pokud vozidlo splní požadavky při rychlosti vyšší. [16]*

Rozdílné jsou i požadavky na hmotnost vozidla. K pohotovostní nenaložené hmotnosti je stanovena hmotnost posádky, zavazadel i měřícího aparátu. Nádrž je naplněna nehořlavou kapalinou o hmotnosti nádrže natankované palivem v rozsahu 92-94%. Vozidlo by mělo vykonat zkoušku ve stavu „doručení ke zkoušce“, čímž se rozumí stav kapalin, huštění pneumatik apod. Shodnými prvky se zkouškou evropskou je poloha a nastavení volantu, sedadel, oken i dveří.

Nastavení figurín je rovněž shodné s předpisem ECE-R 94, která se dokonce ve své podobě odkazuje na tento předpis ohledně jejich oblečení. Figuríny by měly být oblečeny do bavlněné elastické košile s krátkým rukávem. Kalhoty by měly končit u kolen a figurína by měla být obuta do bot velikosti 11. Podmínkou oblečení figurín je hmotnost tohoto oblečení, která nesmí přesáhnout 0,25 libry. Teplota figuríny před nárazem by se měla pohybovat mezi 69°-72° F, což odpovídá asi 20°-22° C.

Mezi odlišnosti patří i biomechanické limity stanovené pro úspěch zkoušky. Hodnota kritéria maximálního zrychlení hlavy je stejná. Pro hrudník je maximální dovolené zrychlení 60g pokud trvá déle než 3ms, přičemž maximální povolené stlačení činí 3 palce, tedy asi 76mm. Tlaková síla stehenní kosti nesmí překročit 2250 liber. Jak bylo zmíněno, v kapitole 3 jsou pro krk přímo popsány hodnoty sil. Podrobné požadavky lze opět nalézt v [4].

### 4.3. Nárazové zkoušky dle EuroNCAP

V dnešní době není však pasivní bezpečnost jen záležitostí legislativy, ale i reklamy. V tomto důsledku vznikl i tzv. New Car Assessment Programme (NCAP), jehož varianty se vyskytují po celém světě. Tento program byl vytvořen už v roce 1979 americkou vládou s cílem motivace výrobců automobilů ke tvorbě bezpečnějších vozidel.

V Evropě působí tzv. EuroNCAP, který vznikl v roce 1997 za podpory britské vlády a Evropské unie. Výsledky zkoušek dle EuroNCAP neslouží k žádné homologaci ani schvalování, nýbrž k informovanosti výrobců a zákazníků. Jedná se rovněž o vysoce prestižní záležitost a výrobci vozidel se vždy snaží získat nejvyšší hodnocení. Součástí testů EuroNCAP je sražení chodců, čelní srážka, boční srážka s vozidlem či sloupem apod. Celkové hodnocení je uděleno pomocí počtu 1-5 hvězdiček.

Zkouška čelního nárazu dle EuroNCAP vychází z předpisu ECE-R 94. Všechny požadavky i nastavení jsou shodné s výjimkou kolizní rychlosti. Místo rychlosti 56km/h jsou při zkouškách EuroNCAP použity rychlosti 64km/h. Při přepočtu absorpčních vlastností deformovatelné bariéry odpovídá totiž statisticky tato kolizní rychlost čelní srážce obou vozidel protijedoucích rychlostí 55 km/h. Detaily zkoušky lze shlédnout na [7].

V současné době je však diskutováno nahrazení stávající bariéry modelem s odstupňovanou charakteristikou známým jako PDB (Progresive Deformable Barrier). Rovněž je projednáváno doplnění zkouškou s pomocí bariéry předsazené o 25%. Dle amerického institutu IIHS (Insurance Institute for Highway Safety) v této zkoušce obstojí pouze 3 z 11 vozidel s nejvyšším hodnocením EuroNCAP. [17].



Obr. 4.3. Srovnání variant crash testu podle přesazení překážky. Nalevo klasický EuroNCAP moderate overlap test (zkouška s bariérou předsazenou o 40% celkové šířky vozidla). Napravo pak small overlap test (zkouška s bariérou předsazenou o 25% celkové šířky). [18,19]



## 5. Volba algoritmu

Rázové děje lze modelovat mnoho způsoby. V předchozích kapitolách byly modelovány některé druhy nárazu ve velice zjednodušených podobách. Pro podrobnější modelování je nutno však použít sofistikovanější metody, které umožňují výpočet obecných struktur, materiálových modelů, či okrajových podmínek.

Velice rozšířeným způsobem je použití metody konečných prvků (dále jen MKP), na jejíž bázi byl vytvořen a stále se používá nespočet komerčních programů. MKP umožňuje výpočty pomocí různých algoritmů, přičemž každý z nich skrývá určité výhody při řešení různých problémů. Výpočet rychlých rázových dějů je charakterizován zejména těmito ojedinělými vlastnostmi:

1. Veškeré markantní změny se odehrávají ve velice krátkém časovém úseku
2. Výskyt velkých nelinearit všeho druhu (materiálové, kontaktní, geometrické,...)
3. Geometrie je podrobena velkým posuvům

Pro takovýto výpočet se jeví jako nejvhodnější tzv. explicitní algoritmus. Jedná se o výpočet nelineární odezvy dynamického systému pomocí přímé integrace pohybových rovnic. Maticový zápis pohybové rovnice systému vypadá následovně.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [D]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\}_{ext} \quad (12)$$

kde  $M$  je označována jako matice hmot,  $D$  matice tlumení,  $K$  matice tuhosti,  $F$  vektor vnějšího zatížení a  $x$  vektor posunutí a jeho derivace podle času. Lze říci, že tato rovnice vyjadřuje rovnováhu sil, přičemž první člen představuje setrvačné síly, druhý člen síly tlumící a třetí člen síly deformační. Pokud jsou tlumící a deformační síly označeny jako vnitřní, rovnice přejde v tvar:

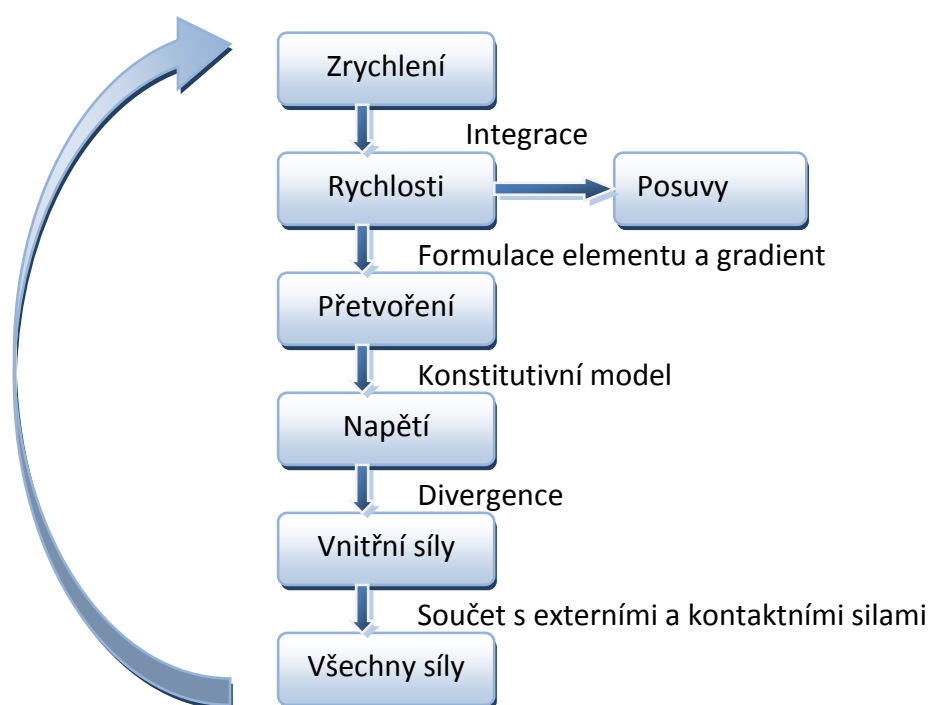
$$\{\ddot{x}\} = [M]^{-1}(\{F\}_{ext} - \{F\}_{int}) = [M]^{-1}\{F\}_{res} \quad (13)$$

Zrychlení bodů je pak vypočteno pomocí rozdílu vnějších a vnitřních sil násobených inverzní maticí hmotnosti. Bylo již mnohokrát dokázáno, že převedením matice hmot na diagonální je dosaženo značného zrychlení inverze matice při nepatrném zmenšení přesnosti.

Hodnoty veličin jsou počítány v diskrétních časových okamžicích. Explicitní algoritmus je ojedinělý však tím, že kinematické veličiny jsou vyjadřovány pomocí veličin pouze z předchozích časových kroků. V tomto důsledku je i úloha matematicky podmíněně stabilní. Tato podmínka stability platí pro časový krok, jehož hodnota musí odpovídat nejvyšší vlastní frekvenci sítě konečných prvků. Tuto formulaci lze však upravit pomocí Courantova kritéria (rov. 14), které stanoví velikost časového kroku pomocí schopnosti zachytit průchod napěťové vlny i nejmenším prvkem.

$$\Delta t = \frac{S \cdot L}{c} \quad (14)$$

kde  $\Delta t$  je délka časového kroku,  $S$  je bezpečnostní faktor vždy menší než 1,  $L$  je délka charakteristický rozměr nejmenšího prvku a  $c$  je ekvivalentní rychlost šíření zvuku (napěťové vlny) daným materiálem prvku. Schéma výpočtu při jednom časovém kroku je následující.



Obr 5.1. Schéma průběhu výpočtu v jednom časovém kroku dle[8].



## 6. Popis automobilu

Vozidlo StudentCar Spitfire bylo vytvořeno v rámci projektu diplomové práce Josefa Sedláka s názvem: „Konstrukční návrh modulárního systému přípravků pro dynamické zkoušení materiálů a automobilových konstrukčních uzlů“[3].

Návrh vozidla vychází z konstrukčních uzlů modelu Hyundai i30. Některé ze součástí jsou i ve výsledném vozidle použity. Mezi tyto součásti patří celá pohonná jednotka, řídicí ústrojí, kola včetně zavěšení a přední i zadní podvozkové platformy. Při této analýze je však použit pouze vnitřní rám bez vnějšího krytí. Rám vozidla byl však vytvořen podle nového návrhu. Tento rám je vytvořen ze svařovaných uzavřených tenkostěnných profilů, místy vyztužený plechy.



Obrázek 6.1. Nahoře designová studie vozidla Spitfire. Dole pak skutečné vozidlo Spitfire bez vnějšího krytí na výstavě Gaudeamus 2012.[20,21]

## 7. Geometrie modelu

Již při tvorbě modelu je nutné uvážit všechny skutečné součásti, zdali budou namáhány, popř. jakým způsobem. Při nestacionárních analýzách je rovněž nutné posoudit hmotnost těchto součástí. Protože matematické modelování situací nevyžaduje přesnou kopii skutečné geometrie, je vhodné řadu modelů zjednodušit na co nejmenší rozsah.

V první řadě je nutné posoudit možnost využití symetrie modelu. S každou použitou rovinou symetrie klesá rozsah úlohy o polovinu. Přestože jedinou nesymetrickou součástí v modelu je model pohonné jednotky, není využití symetrie v této úloze vhodné, jelikož reálná konstrukce není nikdy dokonale symetrická a vždy obsahuje imperfekce, ať už materiálové, geometrické či jiné. Při nárazových dějích navíc dochází často k nesymetrickým zatížením.

Všechny reálné hmotné součásti jsou v klasickém pojetí prostoru trojrozměrné. Často ovšem rozměry v jednom či dvěma nezávislými směry dominují. V takovém případě lze model tohoto tělesa zjednodušit na model jednorozměrný (1D) (např. řídicí mechanismus) či dvojrozměrný (2D) (podlaha). Některé součásti zjednodušit nelze a jejich model zůstává trojrozměrný (3D) (blok pohonné jednotky).

Při návrhu geometrického modelu je rovněž vhodné uvážit namáhání součástí, její tuhost a hmotnost. Dle těchto vlastností jsou součásti modelovány jako tuhé, poddajné, či vůbec, pokud jsou obě z uvedených vlastností výrazně menší oproti ostatním součástem.

V již zmíněné diplomové práci [3] byl při návrhu karoserie proveden statický výpočet pomocí modelu 1D a 2D prvků, přičemž tenkostěnné profily reprezentovaly prvky 1D. Pro statickou analýzu mohou být 1D prvky dostačující, nicméně pro rázovou simulaci je vhodnější nahradit geometrii prvky složitějšími. Po poskytnutí již zmíněného modelu byl podle patřičných rozměrů vytvořen prostorový model rámu pro použití 2D prvků.



*Obr 7.1. Vytvořená geometrie rámu a kol.*

Kola jsou modelována z několika bloků rozdělených dle jejich geometrie, či materiálu. V tomto modelu jsou kola vytvořena ze čtyř částí:

1. 2D Model pneumatiky. Vzhledem k jejich geometrickému tvaru, přičemž vnitřní přetlak lze kompenzovat úpravou tuhostních vlastností.
2. 2D model tenkostěnného ráfku
3. 3D model brzdového kotouče společně s unašečem kola.
4. 3D model těhlice kola s upevněním tlumiče

Pohonná jednotka představuje samostatný soubor součástí k pohonu vozidla. Model pohonné jednotky je díky své hmotnosti nezanedbatelný. Ta může dosáhnout i 50% z celkového podílu hmotnosti. Je nutno však poznamenat, že model pohonné jednotky nepřispívá k celkovému chování struktury pouze hmotností, ale také svou tuhostí. Je zřejmé, že nejtužšími částmi pohonné jednotky je blok motoru a převodovky. Ne všechny části jednotky jsou však natolik tuhé a z hlediska výpočetní náročnosti je zahrnutí takovýchto měkkých částí zbytečné. Z tohoto důvodu je použit pouze model bloku motoru a převodovky s hmotností upravenou tak, aby odpovídala hmotnosti celé pohonné jednotky.

Nezanedbatelný podíl hmotnosti zaujímají i sedadla. Zjednodušeně lze říct, že jsou sedadla tvořena ocelovým rámem, vyplněna polyuretanovou pěnou a potažena textilem. Vzhledem k tomu, že vliv textilu je zde nepatrný z hlediska tuhosti i hmotnosti, není

důvod toto potažení modelovat. Model sedadla je zhotoven ze dvou druhů prvků. 2D geometrie nahrazuje ocelovou konstrukci, zatímco výplň je reprezentována geometrií 3D.

Součástí modelu jsou i prvky s 1D geometrií. Mezi ty patří pouze odpružení, řídící tyče a stabilizační tyče. U všech těchto součástí se předpokládá jednoosé namáhání a v důsledku výpočetní náročnosti není důležité tyto části modelovat podrobněji.

K modelování nárazu však nepostačí pouze model vozidla. Mezi okolní předměty mající přímý vliv na analýzu lze zařadit bariéru pro střet s vozidlem a podlahu. Pro tuto simulaci byla zvolena bariéra používaná při nárazových zkouškách dle amerického předpisu FMVSS 208. Jedná se o absolutně tuhou překážku, která je navíc v prostoru pevně zakotvena. Pro model takovéto bariéry postačí dvourozměrný povrch orientovaný kolmo ke směru jízdy.

Při nárazu na přesně kolmou překážku je díky symetrickému modelu bortění průřezu znesnadněno. Tento jev má za následek zvýšenou tuhost modelu a tím i nižší absorpční schopnost oproti skutečné konstrukci. Vhodnou kompenzací tohoto jevu je mírné pootočení tuhé bariéry v řádu desetin stupňů. Co se týče předpisů FMVSS je i mírná odchylka tuhé bariéry tolerována. Překážka je modelována jako plocha o dostatečné velikosti, jejíž normála svírá se směrem jízdy úhel  $0,5^\circ$ .

Díky uložení pohonné jednotky napříč vzadu je přední prostor vozidla Spitfire využit pro umístění nádrže, přičemž ta zasahuje až do oblasti přední hrany vozidla. V tomto důsledku lze předpokládat, že při čelním nárazu dojde snadno i k poškození nádrže a úniku paliva. Protože modelování úniku paliva není součástí této analýzy, lze výskyt nádrže v tomto modelu zcela zanedbat.

Druhou důležitou součástí okolního prostředí je podlaha. Nutnost výskytu podlahy v modelu plyne z jejího vlivu na vertikální posuv vozidla. Ten je přenášen pomocí kol a následného odpružení vozidla. Kontakt kol s podlahou je způsoben v první řadě gravitací, ale i výslednými silami vznikajícími při nárazu do pevné bariéry. Podlaha je modelována rovněž jako 2D plocha umístěná tak, aby byla již před nárazem v kontaktu se všemi čtyřmi koly. Rozvržení modelu a reprezentující geometrie je shrnuto v tabulce 7.1.

Součást	Model	Povaha modelu
Svařovaný rám	2D	Poddajný
Podvozkové platformy Hyundai i30	2D	
Ramena zavěšení	2D	
Těhlice s unášecí kol a brzdovými kotouči	3D	
Pneumatiky a ráfky	2D	
Řídící tyč	1D	
Stabilizační tyče	1D	
Sedadla	2D i 3D	Absolutně tuhý
Blok motoru a převodovky	3D	
Podlaha	2D	
Nárazová bariéra	2D	-
Volant	-	
Sání motoru a výfuk	-	
Chlazení	-	
Hnací hřídel	-	
Nádrž a palivové rozvody	-	
Brzdové rozvody a třmeny	-	

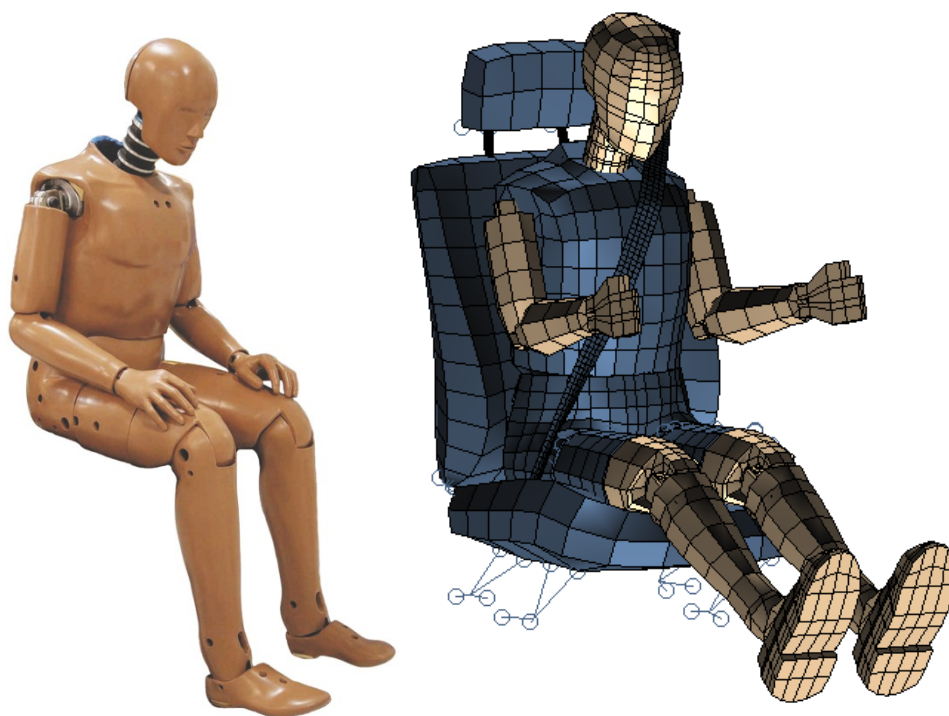
Tabulka 7.1 Shrnutí modelovaných a zanedbaných součástí.

Pro posouzení dopadu nárazu na cestující je vhodné použít spolehlivý model. Takovým je i bezpochyby model figuríny HYBRID III. Jedná se o matematické nahrazení skutečné figuríny pomocí třech variant: Fast, Rigid a Detailed, tedy rychlý, tuhý a podrobný. V této úloze je použita varianta Rigid, jejíž model byl získán s pomocí uživatelské podpory MSC.Nastran. Tento model v tabulce 7.1 zmíněn nebyl, neboť nebyl ani vytvářen, ale je již při načtení připraven k výpočtu.

Jelikož se jedná o relativně složitý model, budou jeho vlastnosti zmíněny jen stručně. Jak už napovídá název modelu, jedná se o hrubější variantu, co se týče vlastností. Konstrukce figuríny odpovídá skutečným dílům figuríny HYBRID III. Nicméně napojení a materiálové vlastnosti těchto modelovaných součástí umožňují odečítání pouze nejdůležitějších hodnot pro biomechanická kritéria jako je zrychlení hlavy, stlačení hrudníku, či síly ve stehenních kostech apod. Mezi nejpoužívanější materiálové modely patří model elasticko-plastický model oceli, tuhý materiálový model, ale i modely pěny či nespočet modelů viskoelastických.



Součástí uživatelské podpory jsou i modely bezpečnostních pásů. Ty jsou výjimečné zejména svými materiálovými modely. Součástí zadání materiálových modelů bezpečnostních pásů je zde zejména křivka zatížení a odlehčení. Součástí modelu je i hmotnost na jednotku délky. V tomto modelu je použit tedy i model pásu, jehož geometrie je ovšem upravena tak, aby odpovídala pásům skutečného vozidla.



Obr 7.2. Srovnání skutečné figuríny HYBRID III a použitým modelem v analýze. [22]

## 8. Modelování mechanismů a diskretizace geometrie

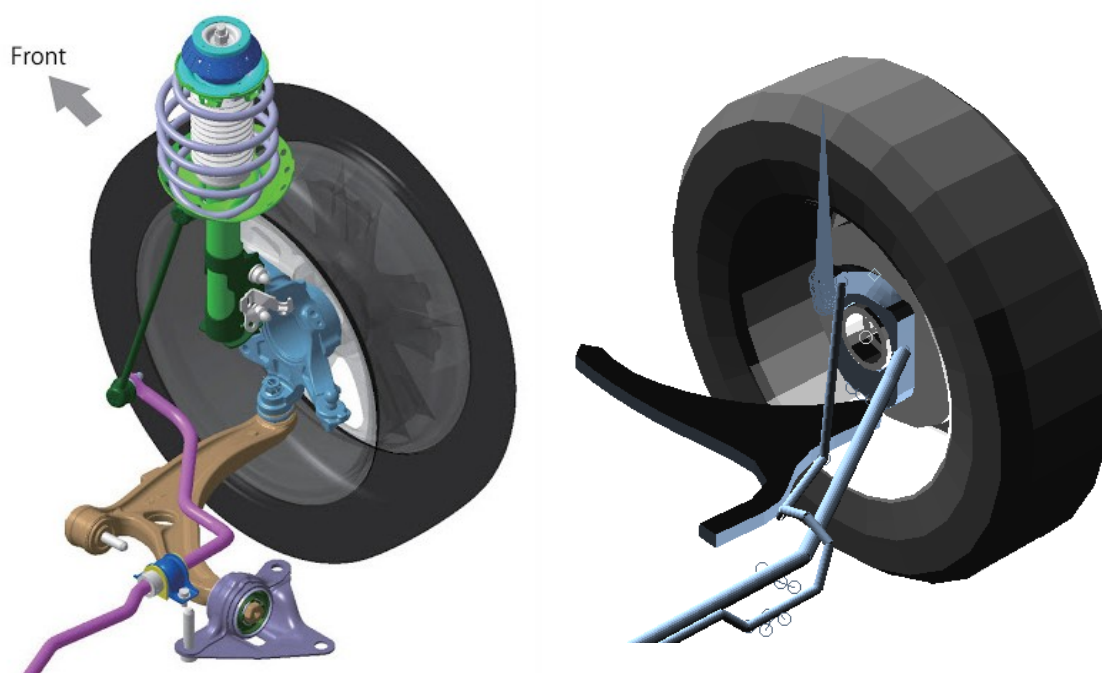
Ne všechny součásti modelu jsou pevně spojeny. Některé součásti jsou do jisté míry volně pohyblivé a vzájemné vazby mezi těmito součástmi nelze zanedbat. Tyto mechanismy se v modelu vyskytují zejména jako zavěšení kol, jehož účelem je volné přenášení silových účinků kol na rám konstrukce při zachování požadované polohy kol.

Testované vozidlo používá zavěšení kol automobilu Hyundai i30, jehož schéma je obecně známé jako zavěšení typu MacPherson (obrázek 8.1). Jedná se o mechanismus se dvěma stupni volnosti: polohy kola ve směru vertikální osy a zároveň i rotace kolem této osy. Vertikální poloha je určena mírou propružení kola, zatímco rotace může být vázána pevně, či napojena na řídicí ústrojí včetně volantu.



Mechanismus se skládá ze tří částí:

1. Rameno závěsu na jedné kloubové a jedné sférické podpoře
2. Těhlice s unašečem kola spojena s ramenem závěsu pomocí kulového čepu.
3. Tlumič s pouzdem sféricky spojený s rámem a pevně s těhlicí.



Obrázek 8.1. Zobrazení mechanismu zavěšení kola MacPherson. Nalevo barevně odlišený diagram. Zelenou je znázorněn pevně uchycený tlumič, modrou těhlice, hnědou rameno zavěšení, fialovou stabilizační tyč. Napravo pak model použitý v analýze.[11]

Existuje více způsobů modelování kinematických dvojic. Vazby zavěšení kol přitom mohou mít různou konstrukci. Např. ramena zavěšení jsou spojena s rámem pomocí pryžových silentbloků. Přestože jsou silentbloky pružnou součástí, lze spojení nahradit tuhou vazbou bez výrazného odchýlení chování celé konstrukce.

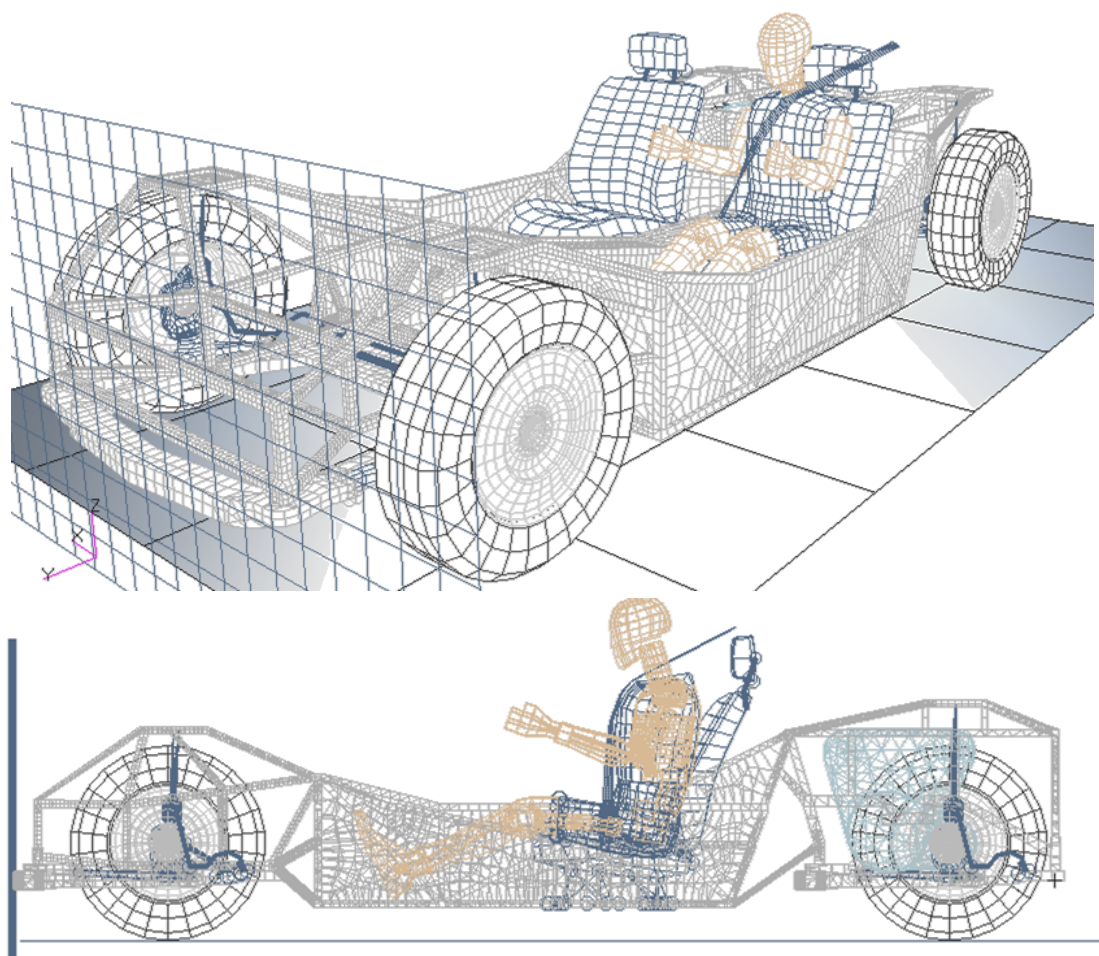
V této analýze jsou tyto tuhé kinematické vztahy mezi částmi popsány pomocí vazebních rovnic mezi jednotlivými uzly v modelu, přičemž je nutné dbát na vázání odpovídajících stupňů volnosti. Je nutné si uvědomit, že i při velice krátkém časovém okamžiku jako je náraz na pevnou překážku musí dojít nejen k zabrzdění vozidla, ale i rotujících kol. Kola mají jistou setrvačnost a jejich valivý pohyb je neopomenutelný. K modelování valivé vazby mezi kolem a podlahou postačí kontaktní algoritmus s vysokým koeficientem tření. Volba koeficientů je shrnuta v kapitole 9.

Pohyb kola je se zavěšením spojen pomocí ložiskové podpory. Protože otáčivý pohyb kola nesmí být modelem ložiska nijak omezen, byl tento prvek vhodně nahrazen pomocí vazebních rovnic. Protože náboj s brzdovým kotoučem je modelován jako celek z 3D prvků, zatímco ráfek a pneumatika z 2D prvků, je třeba zajistit i pevné spojení mezi těmito součástmi. Ve skutečnosti bývá toto spojení realizováno pomocí čtyř či pěti šroubů. Překročení pevnosti šroubů při nárazu je nepravděpodobné a modelování šroubů tedy není nutné. Spojení ráfku a pneumatiky s nábojem je modelováno pomocí dokonale tuhých vazebních rovnic.

Součástí řídicího ústrojí, které je nedílnou součástí přední nápravy, je v první řadě volant, ale i mechanismus přenášející pohyb na zavěšení kol. Tento mechanismus se skládá z bezpečnostního hřídele volantu, hřebenového či šnekového převodu a tyčí ve schématu paralelogramu pro dodržení Ackermanova poměru řízení. Jak bylo zmíněno v kapitole 2.4, bezpečnostní hřídel volantu zabraňuje vniknutí volantu hlouběji do prostoru posádky. Vzhledem k tomu, že zkoumání kontaktu posádky s řídicím ústrojím je i dle předpisu ECE-R 12 součástí jiné analýzy, nebude bezpečnostní hřídel ani volant modelován. I přesto je však poloha kol značně řízením ovlivněna. Jako model tedy postačí pouze paralelogram řídicích tyčí z 1D prvků. Skutečný mechanismus je propojen pomocí sférických kloubů a celý je upevněn k rámu pomocí tuhých pouzder. V tomto případě jsou klouby i pouzdra modelovány opět pomocí vazebních rovnic.

Pomocí posuvných mechanismů jsou k rámu připojena i sedadla. Dle nařízení předpisu FMVSS je nutno nastavit sedadla při zkoušce na předem stanovenou polohu, přičemž mechanismus je navržen tak, aby jeho poloha při nárazu zůstala nezměněna. Díky této zkušenosti lze pomocí vazebních rovnic modely sedadel připevnit k rámu dokonale.

Přestože v případě připevnění pohonné jednotky k rámu se nejedná o mechanismus, model tohoto spojení musí být rovněž pečlivě uvažován. Skutečné zavěšení je navrženo tak, aby tlumilo vibrace mezi jednotlivými částmi a zároveň při nárazu neohrozilo cestující svým vniknutím do prostoru posádky vozidla (kapitola 2.2). Toto bezpečnostní opatření zprostředkované zlomením spojujících částí by vyžadovalo složitější model. V praxi se toto zavěšení často modeluje naprosto zvlášť. Zakomponování takového modelu do této analýzy by výrazně zvýšilo její rozsah. Protože oddělení pohonné jednotky nastává relativně brzo po nárazu a většinu simulovaného času se chová nezávisle, lze toto zavěšení v modelu zanedbat a neodchýlit se tak výrazně od skutečného chování systému



Obrázek 8.2. Kompletní analyzovaný model sestavený z konečných prvků

Nedílnou součástí modelování je diskretizace geometrie na konečné prvky, přičemž dimenze prvků odpovídá vytvořené geometrii jednotlivých součástí (viz obr. 8.2). Veškeré prvky použité v této analýze jsou prvky prvního řádu, tedy bez použití meziuzlů. U každého použitého prvku je navíc pečlivě volen jeho typ a formulace. Ta hraje klíčovou roli ve výpočtu přetvoření jednotlivých prvků. Samotné dělení geometrie na konečné prvky vyžaduje zohlednit vícero požadavků:

1. Metriky jednotlivých elementů.
2. Použití vhodného typu prvku
3. Dostatečně přesný popis aproximované veličiny včetně extrémů.
4. Ohled na rozsah úlohy a její náročnost na čas výpočtu a velikost dat.
5. Eliminace malých elementů v důsledku délky časového kroku

Rozsah úlohy je vždy přímo svázán s počtem použitých prvků, ale i uzlů. Jak je zmíněno níže v kapitole 12.1 zpracování elementů této úlohy zabírá pouze 40% celkového výpočetního času. 57% času je dáno zpracováním kontaktů, jehož náročnost je v

konečném důsledku opět ovlivněna jemností sítě. Při modelování je tedy vhodné zvážit kompromis mezi dostatečným popisem a zátěží výpočtu.

Je nutné připomenout, že velikost dělení neurčuje jen délku výpočtu jednoho časového kroku, ale i samotnou délku časového kroku dle již zmíněného Courantova kritéria v rovnici 14. Pokud se v síti vyskytne prvek výrazně menší než ostatní, úloha je značně zpomalena právě díky tomuto prvku. Pro rychlý výpočet je tedy důležité odstranit výskyt výrazně menších prvků.

Metriky prvků zajišťují přesnost jejich chování při podrobení zatížení. Zpravidla je nutno dbát na to, aby geometrický tvar prvků byl co nejpravidelnější. Protože trojúhelníkové a čtyřstěnové prvky tyto požadavky splňují lépe než prvky čtyřúhelníkové či šestistěnové, je v některých případech jejich použití vhodnější i na úkor jejich zvýšené tuhosti.

Geometrický tvar prvku přitom není jedinou odlišností. Geometricky stejné prvky mohou být různě navrženy, aby efektivněji či důkladněji popsaly vzniklé namáhání. Tento popis namáhání se skrývá ve volbě formulace prvku, přičemž v modelu jsou použity následující:

### CHEXA8

Jedná se o standardní prostorový prvek prvního řádu ve tvaru šestistěnu. Čítá osm uzlů a použitá tvarová funkce je lineární. Prvek obsahuje pouze jeden integrační bod, čímž je značně usnadněn výpočet aproximované veličiny. Výhodou použití jediného integračního bodu je i prevence vzniku objemového zadržení při plastickém chování prvku. Základní nevýhodou použití jednoho integračního bodu je však náchylnost k jevu zvanému hourglassing(kapitola 8.1).

Elementy CHEXA8 jsou rozděleny všechny trojrozměrně modelované součásti v úloze s výjimkou bloku motoru. Velikost těchto prvků je stanovena tak, aby síť dokázala zachytit zátěžné stavy jako ohyb apod. při minimálním počtu prvků. Nutností je však zjemnění v okolí okrajových podmínek či kontaktů pro potlačení hourglassingu.

### CTETRA

Tento element má geometrický tvar čtyřstěnu. Obsahuje rovněž pouze jeden integrační bod a skládá se ze čtyř uzlů. Přestože tento prvek hourglassingu nepodléhá, jeho použití není obecně doporučeno, jelikož chování tohoto elementu je příliš tuhé. Použití elementu tedy musí být značně zváženo při prezentaci výsledků úlohy.

Dělení pomocí čtyřstěnových prvků je univerzálnější, ale méně efektivní než použití šestistěnu z pohledu počtu prvků. V tomto modelu je tento typ prvku použit pouze k diskretizaci bloku motoru. Protože blok motoru je již modelován jako absolutně tuhé těleso, použití prvků CTETRA tuhost struktury dále nezvyšuje.

### CQUAD4

Jedná se o skořepinový čtyřúhelníkový prvek se čtyřmi uzly. Existuje mnoho formulací skořepinových prvků. Díky pokrytí kroucení je pro tento prvek použita formulace Belytschko-Wong-Chiang. Skořepinový prvek může obsahovat více integračních bodů pro popis ohybu apod. Nicméně protože všechny integrační body se nachází v geometrickém středu prvku, podléhá tento typ rovněž hourglassingu. V této simulaci je obsažen ve všech dvojrozměrně modelovaných tělesech.

### CTRIA3

Protože diskretizace geometrie není vždy jednoduchou záležitostí, byly při dělení složitější geometrie použity i tyto trojúhelníkové prvky. Použití těchto trojúhelníkových prvků je však opět svázáno s nadměrnou tuhostí. Výhodou je však rezistence proti hourglassingu. Tento typ prvků se vyskytuje pouze v modelu rámu tam, kde by použití CQUAD4 vyžadovalo větší dělení pro zachování správných metrik

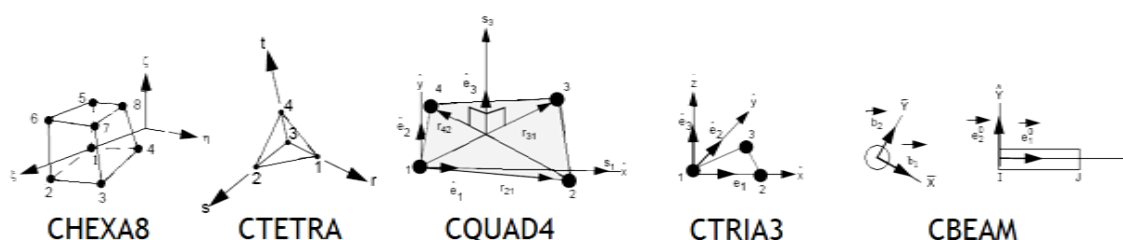
### CBEAM

Nosníkové prvky použité v této analýze se řídí formulací dle Belytschka. Tento prvek má 6 stupňů volnosti a je schopný popsat základní zátěžné stavy při zadaném konstantním průřezu.

## CELAS1D

Tento typ prvku patří mezi tzv. diskrétní. Jedná se o prvky s nulovou hmotností. Jejich použití je vázáno na spojování uzlů soustavy a přenášení silových účinků. CELAS1 je prvek nahrazující lineární pružinu s tuhostí pouze v jednom směru. Jediným parametrem tohoto prvku je právě konstantní tuhost v určeném směru.

Tento prvek je použit pouze jako náhrada tlumičů a odpružení vozidla. Po celé délce pružiny vyžaduje tento typ pouze jeden element. V celé simulaci jsou tedy použity jen čtyři tyto prvky.



Obrázek 8.3. Srovnání jednotlivých druhů výše zmíněných prvků. Více podrobností lze nalézt v [3].

### 8.1. Hourglassing

Jedním ze základních zmíněných problémů je matematický jev zvaný hourglassing. Tento jev je spojen s redukovanou integrací elementů. Jinými slovy lze říci, že jev nastává, pokud tenzory napjatosti v integračních bodech nedokážou popsat všechny deformační stavy elementu. Nepopsané deformační stavy mají nulovou tuhost a nazývají se i módy s nulovou energií.

Samotným problémem jsou však následky tohoto jevu, mezi které patří samozřejmě v první řadě nepřesnost výsledků na elementech postižené tímto jevem, ale i stabilita úlohy, jelikož deformované elementy mohou dosáhnout velmi malých rozměrů a ovlivnit časový krok, či přímo deformovat se do nemožných rozměrů, kdy objem elementu může nabýt záporných hodnot. Jev pravidelně vzniká při velkých gradientech napětí. Ten může být způsoben nedostatečným dělením geometrie, singularitami při aplikaci okrajových podmínek, či kontaktů. Fenomén lze tedy omezit použitím v první řadě jemnější sítě ve zmíněných oblastech. Pokud problém přetrvává, lze použít běžně dostupné algoritmy pro omezení tohoto jevu skrz výpočetní program.



Algoritmy omezující hourglassing lze obecně dělit podle omezení pomocí tuhosti, či tlumení. Oba druhy algoritmů lépe fungují v různých případech. Míra tlumení či tuhosti je určena pomocí koeficientů, jejichž hodnota by neměla přesahovat 0,15 kvůli vzniku nestabilit. Pro aplikaci nárazových testů automobilů se obecně doporučuje tuhostní tlumení s koeficientem 0,05. V této analýze je použit tuhostní model Flanagan-Belytschko s koeficientem 0,05. Podrobnosti algoritmu lze vyhledat v [3]. Při použití takového algoritmu se pak v úloze vyskytuje energie asociovaná s potlačováním tohoto jevu. Průběh této energie je nutno sledovat a po skončení analýzy řádně porovnat hodnoty celkové energie a energie hourglassingu.

## 9. Materiál

Zatímco dle obrázku 5.1 je přetvoření určeno zejména formulací elementu, napěťové chování je dáno až přiřazeným materiálovým modelem. Skutečné vozidlo je složeno z mnoha různých materiálů, jejichž vlastnosti nejsou po celém tělese vždy konstantní. Nicméně, rozptyl materiálových konstant je ve velkém modelu zanedbatelný. Všechny materiály v této analýze jsou tedy uvažovány jako homogenní

Podle chemického složení lze rozdělit základní materiály vyskytující se na vozidle do následujících skupin seřazených podle četnosti: ocel, hliník, pryž a polyuretanová pěna. Protože výskyt ostatních materiálů je zanedbatelný, v analýze jsou zohledněny pouze tyto čtyři. Při tvorbě materiálového modelu je nutné uvážit i geometrii vytvořených modelů. Pro zachování odpovídajícího chování je nutné použít i pro stejné materiály různé konstitutivní modely. Jinými slovy, pokud je součást modelována jako tuhá, příslušný materiál musí odpovídat tuhému konstitutivnímu modelu.

Za zmínku stojí i orientace materiálových vlastností. Ocel a hliník, pokud nejsou speciálně technologicky zpracovány, jsou vždy izotropní. Pryž ani polyuretanová pěna tyto vlastnosti nemají. Nicméně modely s těmito materiály nemají přímý vliv na deformaci konstrukce a ortotropii těchto materiálů lze snadno zanedbat. Všechny materiálové modely použité v modelu jsou izotropní. Použité konstitutivní modely lze rozdělit do základních skupin na:

1. Lineárně pružné
2. Pružně-plastické
3. Absolutně tuhé

### 9.1. Lineárně pružný konstitutivní model

Jedná se o základní konstitutivní model, jehož napětově-deformační chování lze vyjádřit pomocí Hookeova a Poissonova zákona. Jedinými neznámými jsou Youngův modul pružnosti a Poissonova konstanta. Použití tohoto konstitutivního modelu je omezeno na součásti, kde není očekávána plasticita, či materiálové chování je zjednodušeno na základní model. V použitém výpočetním kódu SOL700 [3] se tento model vyskytuje s označením MATD001

### 9.2. Elasticko-plastické konstitutivní modely

Při rázových dějích vznikají vysoké špičky napětí, jejichž hodnoty u kovových materiálů často překračují mez kluzu. Protože plastická práce je v této analýze hlavním prostředkem přeměny energie, je množství absorbované energie přímo závislé na přesnosti popisu plastického chování.

Velká část kovových slitin včetně ocelí mají navíc napětově-deformační chování závislé na rychlostech deformace. Pro nízké rychlosti deformace, které se blíží statickému zatěžování, lze tento vliv naprosto zanedbat. Ovšem se stupňující se rychlostí dynamických dějů se tento vliv markantně zvětšuje. Při nárazech vozidel se rychlosti deformace běžně pohybují v hodnotách  $1 \text{ s}^{-1} - 100 \text{ s}^{-1}$ . Je tedy zřejmé, že při nárazových výpočtech vozidel nelze zanedbat ani vliv rychlosti deformace. Vhodné elasticko-plastické konstitutivní modely jsou shrnuty níže.

#### 9.2.1. Bilineární elasticko-plastický model s kinematickým zpevněním

Napětově-deformační relace je popsána dvěma lineárními přímkami popisující elastické a plastické chování. Vstupními daty takového modelu jsou Youngův modul pružnosti  $E$ , Poissonovo číslo  $\mu$ , hustota materiálu  $\rho$ , směrnice deformačního zpevnění  $E_t$  a mez kluzu  $\sigma_y$ . Model lze aplikovat na jak na kinematické, tak izotropní zpevnění. Časovou závislost meze kluzu lze vyjádřit pomocí tabulky či Cowper-Symondsova modelu.

$$\sigma_y(\dot{\epsilon}_p) = 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}_p}{C_s} \right)^{\frac{1}{p}}, \quad (15)$$

kde  $\sigma_Y$  je hodnota meze kluzu závislá na  $\dot{\varepsilon}_p$ , což je rychlost plastické deformace.  $C_s$  a  $p$  jsou Cowper-Symondsovy materiálové konstanty. V tomto modelu je poškození simulováno při překročení maximální hodnoty zadaného plastického přetvoření. V programu MSC.Nastran (SOL700) je tento model označen jako MATD03 [3].

### 9.2.2. Johnson-Cookův model

Je komplexní plastický model, který představil Gordon R. Johnson a William H. Cook v roce 1983. Popisuje závislost intenzity napětí na třech různých vlivech. Ty odpovídají členům rovnice uvedené níže (rov. 16). První závorka představuje aproximaci vlivu plastické deformace. Druhá závorka popisuje vliv rychlosti deformace a třetí změknutí materiálu vlivem teploty. Dle [3] nese model označení MATD015.

$$\sigma_y(\varepsilon, \dot{\varepsilon}_p, T^*) = (A + B \cdot \varepsilon_p^n) \cdot (1 + C \cdot \ln \dot{\varepsilon}_p) \cdot (1 - T^{*m}), \quad (16)$$

kde  $A, B, C, n$  a  $m$  jsou materiálové konstanty,  $\varepsilon_p$  je efektivní plastická deformace,  $\dot{\varepsilon}_p$  je efektivní rychlost plastické deformace a  $T^*$  je homogenní teplota dána vztahem:

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_T - T_0}, \quad (17)$$

kde  $T$  je okamžitá hodnota teploty,  $T_0$  je teplota okolí a  $T_T$  je teplota tání materiálu. Johnson-Cookův model rovněž umožňuje velmi pokročilý výpočet poruchy pomocí vztahu:

$$\varepsilon_f = (D_1 + D_1 \cdot e^{D_3 \cdot \sigma^*}) \cdot (1 + D_4 \cdot \ln \varepsilon^*) \cdot (1 + D_5 \cdot T^*), \quad (18)$$

kde  $D_1$  až  $D_5$  jsou materiálové konstanty a  $\sigma^*$  je podíl tlaku ku efektivnímu napětí dán jako

$$\sigma^* = \frac{p}{\sigma_{ef}}. \quad (19)$$

Porucha nastane pokud součet dílčích  $D$  přetvoření k limitnímu dosáhne hodnoty 1.

$$D = \sum \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_f} \quad (20)$$

### 9.2.3. Zjednodušený Johnson-Cookův model

Konstitutivní model dle Johnsona-Cooka lze použít i ve zjednodušené formě. Úplný Johnson-Cookův model je nutno doplnit o rovnice stavu pro uvážení vlivu teplotního změkčení. Zjednodušený Johnson-Cookův model tento vliv nezahrnuje, ale přesto skrývá výhody při výpočtu velkých přetvoření a velkých deformačních rychlostí. Jeho podoba je následující:

$$\sigma_y(\varepsilon, \dot{\varepsilon}_p) = (A + B \cdot \varepsilon_p^n) \cdot (1 + C \cdot \ln \dot{\varepsilon}_p). \quad (21)$$

V tomto modelu je ovšem limitováno i kritérium poškození. To je zde dáno rovněž hodnotou maximálního plastického přetvoření. V uživatelské příručce SOL700 nese model označení MATD098 [3]

### 9.2.4. Po částech lineární izotropně plastický model

Tento model umožňuje aproximovat závislost napětí a přetvoření pomocí dvou a více přímek. Na rozdíl od bilineárního materiálového modelu lze aplikovat pouze izotropní zpevnění, ovšem s podrobněji aproximovanou konstitutivní rovnicí. Časová závislost meze kluzu lze opět vyjádřit pomocí vztahu dle Cowpera-Symondse (rov. 15). Poškození nastává rovněž při překročení maximálního plastického přetvoření. Jeho označení v [3] je MATD024

## 9.3. Absolutně tuhý konstitutivní model

Jak bylo zmíněno, v úloze se vyskytují i modely, s absolutně tuhým chováním. Model se stává tuhým až při přiřazení tuhého konstitutivního modelu. Model působí velice příznivě na rozsah úlohy i množství uložených dat. Inerciální vlastnosti modelu jsou vypočteny dle reprezentující geometrie a přiřazených hodnot měrné hmotnosti materiálu. Přestože se jedná o tuhý model, jsou i zde zadávány hodnoty Youngova modulu pružnosti a Poissonovy konstanty, které jsou používány pouze při kontaktu s jinými tělesy, zejména pak při výpočtu kontaktní tuhosti. I tento model lze naléznout v [3] jako MATD020

Při rozboru materiálových modelů byly zmíněny kritéria materiálového poškození. Toto poškození je pak aplikováno pomocí odstranění elementu z výpočtu. Bohužel, pokud model pro poškození neuvažuje vliv napětěvého stavu, vzniklá porucha nemusí odpovídat skutečnosti a může mít neblahý vliv na chování konstrukce. Při diskuzi výsledků je tedy nutná i kontrola napětěvého stavu a vzniklých poruch v nebezpečných místech konstrukce.

Během shrnutí konstitutivních modelů bylo jejich použití vysvětleno pouze obecně. Konkrétní použití materiálových modelů včetně jejich hodnot je shrnuto níže v tabulce 9.1. Protože se jedná o nestacionární analýzu, všechny materiálové modely vyžadují zadání hustoty.

Rám konstrukce je vytvořen z profilů maloobchodního prodeje hutního materiálu. Ve většině případů se jedná o oceli s označením S235JRG1 normy ČSN 41 1373. Tento materiál je předpokládán pro všechny ocelové díly použité v modelu. Přestože normovaná tažnost této oceli činí 19%, v tomto modelu byla hodnota v důsledku dynamického zatěžování ponížena na 0,12. U hliníkových dílů se jedná o duralové slitiny standardního složení s obsahem legujících prvků do 5% normy ČSN 42 4253 či ASTM B209. Konkrétní materiálové hodnoty hliníku i oceli jsou získány z lexikonu technických materiálů [9] s odpovídajícími hodnotami pro plastickou a časovou závislost. U pneumatiky se jedná o modifikaci materiálového modelu Mooney-Rivlin na bilineární pro kompenzaci vnitřního přetlaku pneumatiky.

Kód SOL700/LS-DYNA nabízí i podrobné materiálové modely pro výpočet polymerních pěn popisující jak zatížení, tak odlehčení. V takto rozsáhlé analýze však není nutno uvažovat změny vzniklé odlehčením pěny a materiálový model lze zjednodušit na viskoelastický či lineárně elastický. Materiálové vlastnosti pěn se navíc mohou značně lišit dle výrobce, typu sedadla či i stáří. Materiálový model byl redukován na čistě lineárně elastický materiál o odpovídající hustotě a modulu pružnosti.

Součást	Konstitutivní model	Základní elastické hodnoty			Označení modelu v SOL700	označení
		$\rho[\text{kg/m}^3]$	$E[\text{GPa}]$	$\mu [-]$		
Rám	Johnson-Cook	7850	210	0,3	MATD98	S235JRG1
Zavěšení	Johnson-Cook	7850	210	0,3	MATD98	S235JRG1
Kotouče	Lineárně pružný	2800	71	0,33	MATD01	AlCu4Mg
Ráfky	Lineárně pružný	2800	71	0,33	MATD01	AlCu4Mg
Pneumatika	Bilineární	1136	5	0,49	MATD03	-
Motor	Absolutně tuhý	2800	77	0,33	MATD20	AlCu4Mg
Rám sedadla	Bilineární	7850	210	0,3	MATD03	S235JRG1
Výplň sedadel	Lineárně pružný	90	0,93	0,05	MATD01	-
Podlaha	Absolutně tuhý	7850	210	0,3	MATD20	S355JR
Bariéra	Absolutně tuhý	7850	210	0,3	MATD20	S355JR

	Časová závislost	Časové hodnoty				Plastické hodnoty				
		C [-]	n [-]	C <sub>s</sub> [-]	p [-]	σ <sub>y</sub> [MPa]	E <sub>T</sub> [GPa]	A [MPa]	B [MPa]	ε <sub>f</sub> [-]
Rám	Johnson-Cook	0,22	0,017	-	-	-	-	235	500	0,12
Zavěšení	Johnson-Cook	0,22	0,017	-	-	-	-	235	500	0,12
Pneumatika	-	-	-	-	-	50	0,5	-	-	-
Rám sedadla	Cowper-Symonds	-	-	40	5	235	2000	-	-	0,12

Tabulka 9.1 Kompletní tabulka přiřazených hodnot materiálových modelů. Ve vrchní části základní elastické vlastnosti a značení. Pro komplikovanější materiálové modely v dolní části hodnoty pro časovou závislost deformace a plastickou závislost deformace včetně porušení.

## 10. Okrajové podmínky

Předmětem zkoumání chování konstrukce je zjišťování odezvy na určité zátěžné stavy, přičemž ty jsou navrhovány tak, aby popsaly skutečnou situaci. Skutečnou situaci jsou v tomto případě nárazové zkoušky. Nejčastěji prováděné nárazové zkoušky byly probrány v kapitole 4. Simulovaná nárazová zkouška této úlohy odpovídá parametrům amerického předpisu FMVSS 208 [4].

Okrajové podmínky vždy souvisí s energií systému. V mnoha analýzách je energie do systému přidávána prostřednictvím silových okrajových podmínek. V této analýze se však žádné silové okrajové podmínky nevyskytují a počáteční energetický stav je dán kinetickou energií prostřednictvím hmotnosti modelu a počáteční rychlosti.

Počáteční rychlost je tedy jednou z kinematických vazeb přiřazených k modelu, přičemž aplikace těchto vazeb nesmí narušit vazební rovnice. Hodnota počáteční rychlosti je určena dle předpisu FMVSS 208, tedy 13,3m/s. Protože tuhá bariéra ani podlaha nesmí v průběhu simulace změnit svou polohu, je další kinematickou vazbou dokonalé vetknutí ploch podlahy a tuhé bariéry. Ačkoli se jedná o velice krátký časový okamžik, nepatrný vliv má i gravitace. Účinek gravitace lze nahradit konstantní hodnotou tíhového zrychlení  $g=9801\text{mm/s}^2$ .

Mezi okrajové podmínky lze zařadit i kontakty. Vzájemné interakce jsou nastaveny pomocí kontaktní tabulky. Ty mohou být vázané, dotykové či žádné. Nastavení nejdůležitějších kontaktních párů je shrnuto v tab. 10.1. Velkou roli při modelování kontaktů hrají koeficienty tření. Kupř. při nárazu na šikmou stěnu bez uvážení tření bude



těleso po povrchu klouzat, zatímco při uvážení tření se spíše odrazí. Hodnoty koeficientů tření jsou stanoveny z [1,10].

Kontaktní pár	Typ kontaktu	Koeficient tření
Rám / rám	Dotykový	0,2
Rám / bariéra	Dotykový	0,15
Blok motoru / rám	Dotykový	0,15
Pneumatika / ráfek	Vázaný	0,8
Pneumatika / podlaha	Dotykový	0,6
Pneumatika / rám	Dotykový	0,6

*Tabulka 10.1 Typ kontaktní interakce a použité koeficienty tření.*

V kódu LS-DYNA je kontaktní síla definovaná mírou penetrace a tuhostí vzájemných povrchů. Z tohoto důvodu je nutné sledovat i počáteční penetrace, jelikož vznikající vzájemné síly mohou posunout výsledky do nereálných hodnot již v počátku úlohy. Mimo kontrolu počáteční penetrace umožňují programy i podrobnější nastavení kontaktních párů pro zajištění konvergence a správného chování. Podrobné nastavení je však velice individuální a souvisí spíše s laděním úlohy. Je tedy zbytečné tyto možnosti podrobněji rozebírat.

Délka času simulace není sice okrajovou podmínkou, nicméně se jedná o důležitý parametr, jelikož přímo ovlivňuje délku výpočtu. Vzhledem k tomu, že koeficient restituice díky elastické deformaci bude vždy nenulový, je rozhodujícím časovým bodem při posuzování délky simulace moment odražení od tuhé bariéry. Z hlediska interpretace výsledků není nezbytně nutné sledovat pohyb po odražení, nicméně při kontrole výsledků se jedná o významný ukazatel.

Předběžné výpočty ukázaly, že k odražení simulovaného vozidla dochází v průběhu časového úseku 60-80ms po počátku nárazu. Pro zachování rezervy a kontrolu chování po odražení byl zvolen simulovaný časový úsek 0-100ms.

## 11. Zpracování signálu a aliasing

Jedním z výsledků analýzy je i průběh veličiny v čase při určitém vzorkování. Signály zaznamenané v diskrétních časových bodech se mohou zdát v prvním náhledu jako naprosto nečitelné v důsledku výskytu vysokých frekvencí, jejichž vliv na skutečný průběh je nepatrný a jejich výskyt pouze znesnadňuje analýzu dat. Zpracování signálu probíhá v první řadě odstraněním vysokých frekvencí ze sledovaného signálu.

Jedním z vhodných postupů je použití diskrétní hmoty umístěné do uzlu, ze kterého budou hodnoty později odečítány. Toto bodové zvýšení hmotnosti má i fyzikální význam, neboť nahrazuje skutečný akcelerometr. Dle základní rovnice pro výpočet vlastní frekvence

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (22)$$

kde  $k$  je tuhost a  $m$  je hmotnost. Je patrné, že při zvýšení hmotnosti budou mít průběhy menší hodnoty frekvencí.

Druhou možností je použití vysokofrekvenčních digitálních filtrů při zpracování průběhů veličin. Pro svůj účel byl v této úloze naprogramován jednoduchý frekvenční filtr dle tohoto postupu:

1. Snímaný signál je převeden pomocí rychlé Fourierovy transformace a dekompozice komplexních čísel do frekvenčního spektra a fázového spektra.
2. Frekvenční spektrum je upraveno pomocí odmazání nežádoucích frekvencí.
3. Frekvenční a fázové spektrum je znovu složeno do komplexního hodnot a signál je inverzně transformován zpět do časové oblasti.

Při nevhodně zvoleném vzorkování veličiny může vzniknout i jev zvaný aliasing, kdy se v signálu objeví umělé frekvence bez fyzikálního významu. Odstranění aliasingu nebývá vždy jednoduché. Protože výsledky kinematických veličin jsou uloženy ve stejných časových krocích, lze aliasing kontrolovat např. pomocí integrace průběhů vypočteného zrychlení a porovnání s vypočtenými průběhy rychlostí.

## 12. Výsledky

### 12.1. Zátěž výpočtu

Náročnost výpočtu není dána pouze velikostí, ale i její optimalizací. Počet elementů neovlivňuje pouze čas na jejich zpracování, ale kupř. i čas výpočtu kontaktních algoritmů. Mimoto je ve výpočtu zpracováván pohyb tuhých těles, materiálové vlastnosti apod. Náročnost této úlohy lze pozorovat z výstupního souboru:

Část úlohy	Podíl výpočetního času [%]
Kontakty	56,6
Zpracování elementů	40,5
Pohyb tuhých těles	2,3
Dekompozice matic a příprava úlohy	0,5
Zbývající procedury	0,1

*Tabulka 12.1 Náročnost dílčích úloh při výpočtu. Největší podíl na náročnosti výpočtu činí výpočet kontaktů. Zejména pak kontakt rámu s tuhou stěnou díky jeho rozsahu nelinearit.*

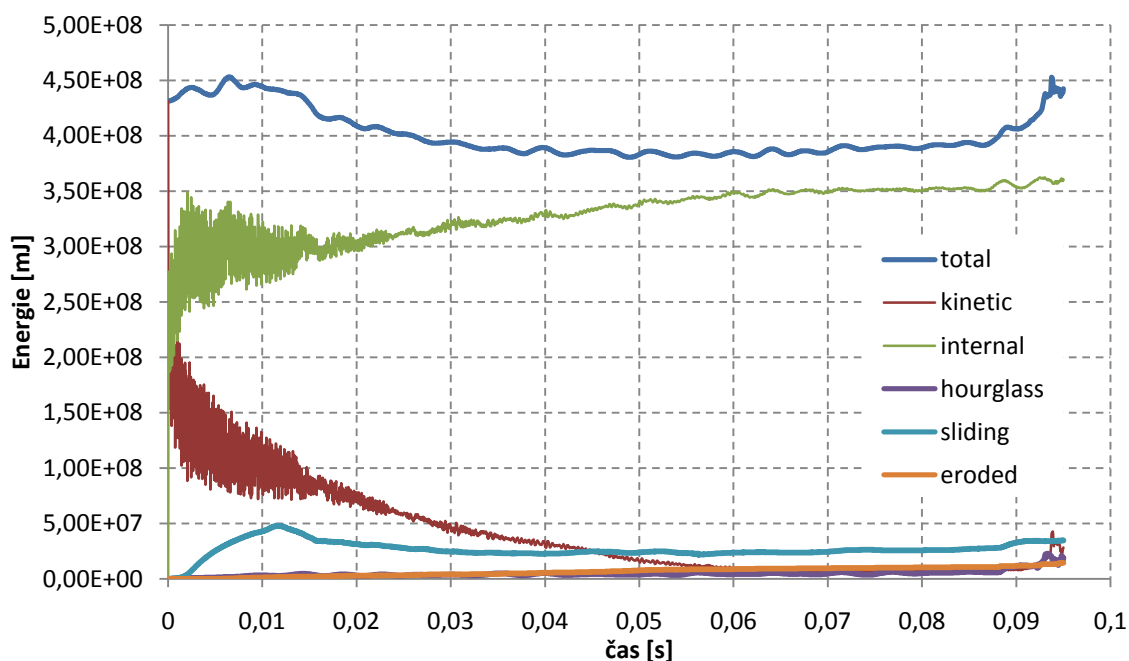
### 12.2. Energie

Přestože se jedná o výrazně složitější model, hodnoty veličin nesmí porušovat základní rovnice mechaniky. Jednou ze základních rovnic je zákon zachování energie, jehož znění lze pro tento případ formulovat i takto:

$$E_{k0} = E_{k1} + E_{def} + Q, \quad (23)$$

kde počáteční kinetická energie  $E_{k0}$  se musí přeměnit na kinetickou energii po nárazu  $E_{k1}$ , potenciální energii  $E_{def}$  nebo jakoukoliv ztrátovou  $Q$  včetně vzniklého tepla. Důležitou částí kontroly je i sledování těchto složek energie v průběhu výpočtu.

Jednotlivé složky energie jsou v průběhu výpočtu zaznamenávány po sto krocích, přičemž ze vzniklých závislostí v čase by měly být přeměny energie zřetelné. Zejména pak disipace kinetické složky. Energie systému však nesmí v žádném případě stoupat, ale ani výrazně klesat.



Graf 12.1. Průběhy jednotlivých složek energie dle legendy v jednotkách mJ v čase v jednotkách sekund. Z grafu je patrná poměrně přesná přeměna kinetické energie na energii vnitřní, přičemž počáteční změna je velice prudká. Mezi nevýrazné však důležité složky patří energie erodovaných částic a energie potlačující hourglassing. Z grafu je pozorovatelná složka sliding interface. Jedná se o hodnotu energii vznikající v důsledku kontaktního tření.

Hourglassing probraný v kapitole 8.1 postihuje většinou prvky vystavené vysokým gradientům napětí. Mezi taková místa v této úloze především oblasti svarů v přední i zadní části rámu, ale i např. ložiska kol. Jistá část energie je přitom použita i pro potlačování tohoto jevu, přičemž její hodnota by neměla překročit 10% celkové počáteční energie systému. Díky zjemnění sítě konečných prvků v nebezpečných místech se podařilo snížit výskyt hourglassingu a energie k jeho potlačení nepřesahuje 5%.

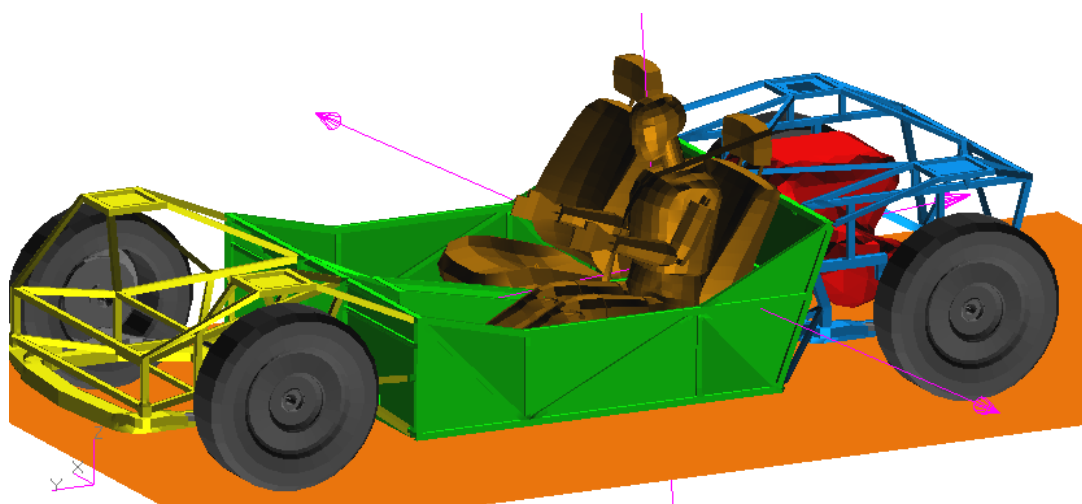
K disipaci energie však dochází i při poškození elementů. V této úloze je základním kritériem poškození plastické přetvoření hodnoty 0,12. Při překročení této hodnoty je element z analýzy odebrán včetně jeho energie. Ta je zde označena jako erodovaná a může mít rovněž všechny tři zmíněné složky (kinetickou, vnitřní, hourglassingu). Její hodnota v průběhu analýzy stoupá s počtem odebraných prvků.

### 12.3. Hmotnost

Při analýze hmotnosti celého modelu lze pozorovat polohu těžiště mezi sedadly a mírné pootočení směrů hlavních os setrvačnosti díky nesymetrickému bloku pohonné jednotky a umístění figuríny. Rozložení hmotnosti v jednotlivých částech modelu je patrné z tabulky 12.2.

Součást	Rám – část			Pohonná jednotka	Kola a zavěšení	Sedadla a cestující	Celkem
	přední	kabina	zadní				
Hmotnost [Kg]	39	115	41	268	94	120	677
Barva na obr. 12.1	žlutá	zelená	modrá	červená	černá	hnědá	-

Tabulka 12.2 Rozložení hmotnosti modelu.



Obr 12.1. Barevné znázornění rozložení hmotnosti rámu dle tabulky 12.2 Na obrázku jsou znázorněny směry hlavních momentů setrvačnosti setkávajících se v těžišti.

Posouzení pasivní bezpečnosti si žádá vyšetření chování struktury a její absorpce energie. K tomuto kroku lze přistoupit pouze za předpokladu, že výše zmíněné kontrolní procedury splňují daná očekávání. Pokud nejsou k dispozici experimentální data získaná ze skutečného modelu, je před začátkem diskuze výsledků vždy vhodné model řádně prostudovat a chování zatíženého modelu nejprve odhadnout.

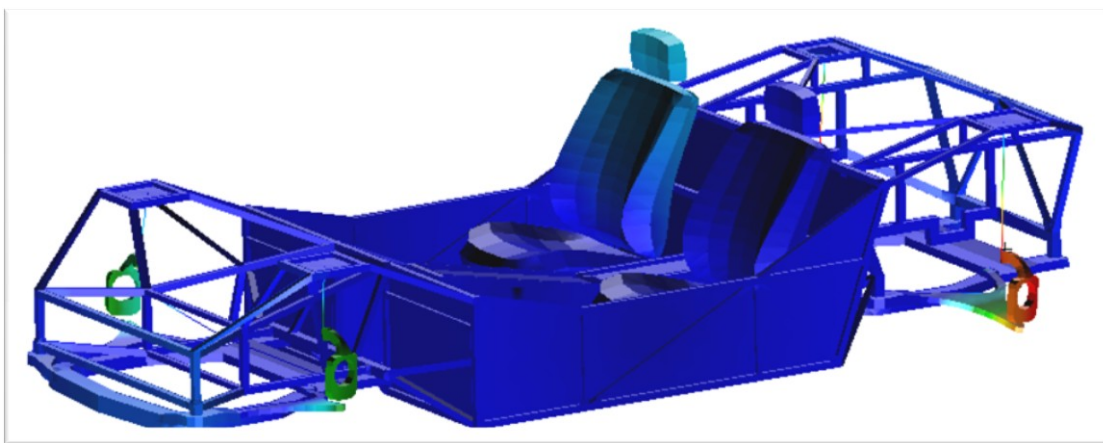
### 12.4. Modální analýza

Účinným prostředkem k získání odhadu je i modální analýza. Protože modální analýza (stejně jako explicitní nelineární) úzce souvisí s tuhostí a hmotností struktury, lze při posuzování jejich výsledků získat přibližné informace o rozložení hmoty, či tuhosti některých částí. Součástí verifikace může být i posuzování hodnot vlastních frekvencí modelu. Protože nejnižší návrhová vlastní frekvence karoserie bývá 30Hz, je s touto

hodnotou vhodné porovnat i nejnižší vlastní frekvence modelu. Případně velmi nízké frekvence mohou odhalit nedostatky modelu již před samotnou explicitní analýzou.

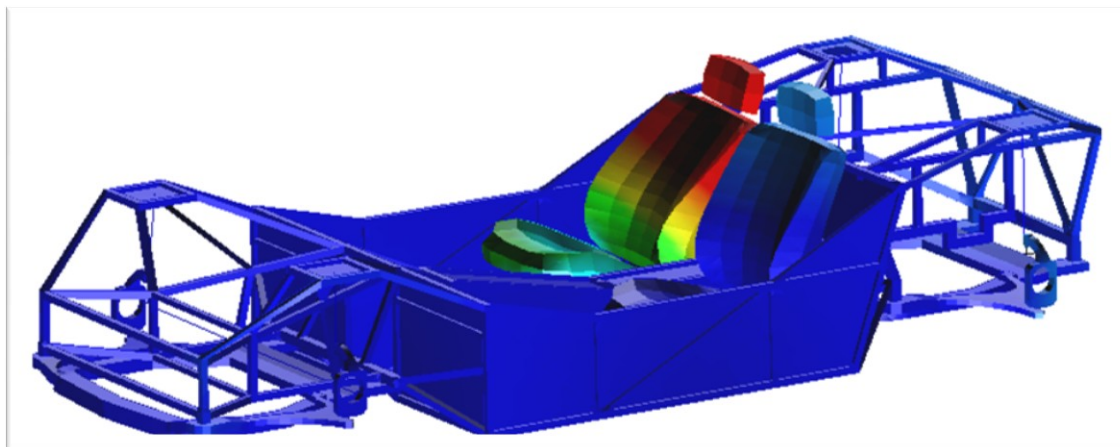
Modální analýza jako extrakce vlastních tvarů a frekvencí struktury uvažuje pouze vazební rovnice. Protože pevný kontakt je zpravidla převeden na vazební rovnice a dotykový není podporován, je nutno úlohu modální analýzy omezit. Struktura vozidla je v tomto případě redukována na rám, sedadla a zavěšení, ovšem bez kol.

Nejnižší vlastní frekvence struktury jsou obsaženy ve vertikálním kmitání kol, přičemž tvary módů kmitání odpovídají očekávání. Rám vozidla je při těchto módech relativně tuhý. Jedná se celkově o sérii čtyř módů prvního řádu vzájemného kmitání zavěšení.



Obrázek 12.2. Jeden z vlastních tvarů kmitání odpružení vozidla. Na obrázku je patrné vertikální kmitání zavěšení kol. Jelikož se v modálním modelu nevyskytují kola jako celek, vlastní frekvence těchto tvarů neodpovídají navrhované hodnotě.

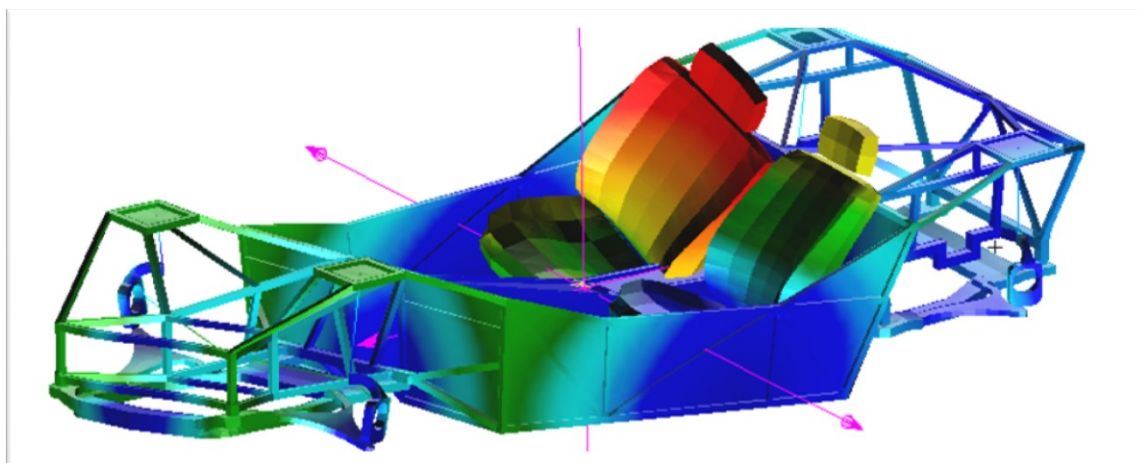
Vyšší vlastní frekvence je dána kmitáním sedadla včetně jeho upevnění. I v tomto případě se rám chová jako tuhý s výjimkou oblasti upevnění pravého sedadla.



Obrázek 12.3. Vlastní tvar kmitání upevnění sedadla při frekvenci 21 Hz.



Nejnižší vlastní frekvencí kmitání rámové konstrukce je torze. Hodnota této vlastní frekvence je 27 Hz. V návrhu karoserie se však nevyskytují vždy prvky zavěšení či sedadla apod. Kmitání pravého sedadla je rozvinuté rovněž i v tomto módu. Dalšími vlastními tvary rámu jsou 2. torze při frekvenci 29 Hz a první podélný ohyb při frekvenci 35 Hz.



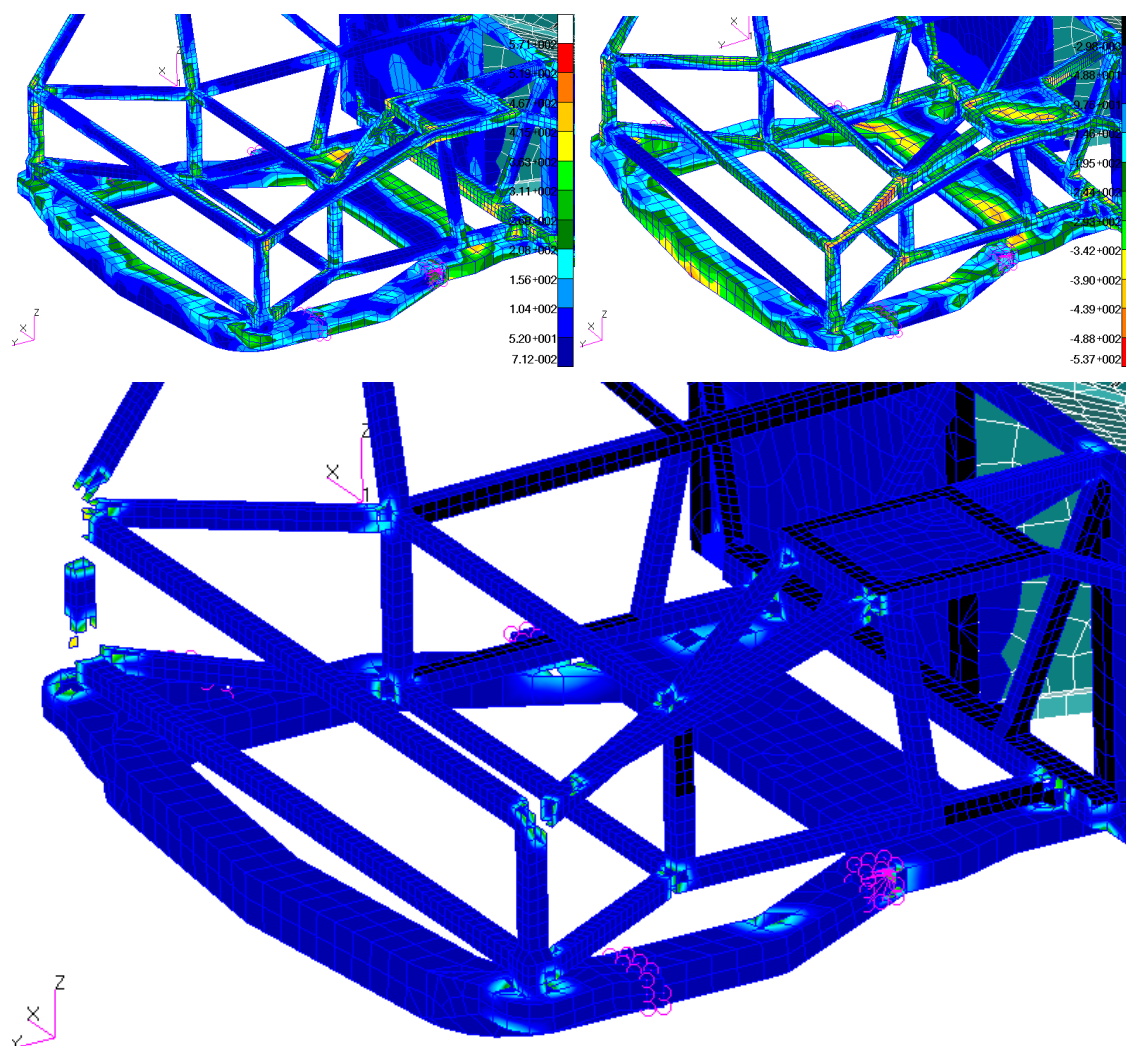
*Obrázek 12.4. Nejnižší vlastní tvar rámu při vlastní frekvenci 27 Hz s vykreslenými hlavními osami setrvačnosti*

Torzní kmitání je zřetelně symetrické podle hlavních os setrvačnosti. Stejně tak lze nejmenší kmitání zaznamenat v těžišti modálního modelu. To se vyskytuje uprostřed kabiny mezi sedadly (viz obr. 12.4). Je nutno připomenout, že v kompletním modelu je díky výskytu modelu pohonné jednotky těžiště posunuto směrem k těžišti bloku motoru. Z vlastních tvarů této analýzy je patrné i rovnoměrné rozložení tuhosti jak v přední, tak zadní části vozidla.

### **12.5. Kontrola napjatosti**

Ve výpočtu je nutné posouzení i materiálového chování. Hodnota maximální pevnosti oceli normy S235JRG1 dle lexikonu technických materiálů [9] činí 510 MPa. Jedná se však o hodnotu stanovenou kvazi-statickým namáháním, zatímco v této aplikaci se díky účinku rychlosti deformace vyskytuje pevnost dynamická. Maximální odečtené napětí v modelu před porušením činí 610 MPa.

Poruchy se v tomto modelu však řídí maximem plastické deformace bez ohledu na vzniklý napěťový stav. Problém však nastává při posuzování pevnosti v tahu a tlaku, neboť dle teorie plasticity tyto hodnoty nebudou stejné. Nejčastějším druhem namáhání deformační struktury je ohyb a vzpěr. Protože oba z těchto stavů obsahují tahové i tlakové složky, je nutné poruchy vzniklé tlakem monitorovat, jelikož jejich modelovaná pevnost je oproti skutečnosti nižší.

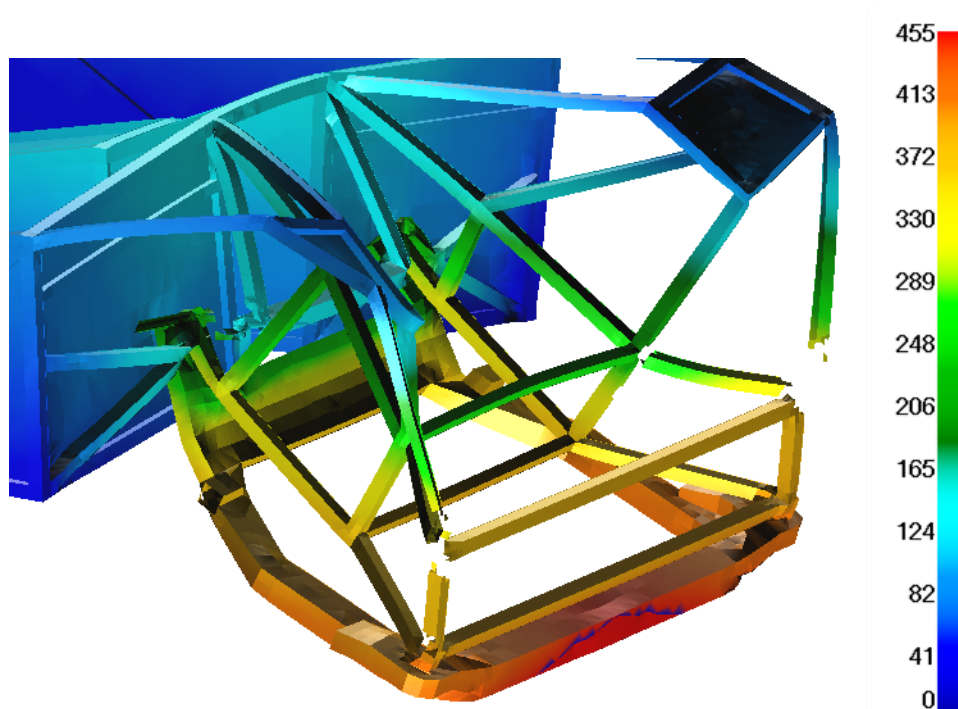


Obrázek 12.5. Nalevo ukázka tahového napětí v jeho nejrozšířenějším okamžiku tedy 15ms, napravo obdobně ukázka tlakového napětí, dole pak zobrazení porušených elementů

Z obrázku 12.5 lze pozorovat, že k poruchám dochází převážně v místech výskytu tahového napětí, nikoliv tlakového. Lze tedy předpokládat, že vady způsobené tlakem neovlivní závažně chování konstrukce a kritérium poškození dle maximálního plastického přetvoření může být pro tyto účely použito.

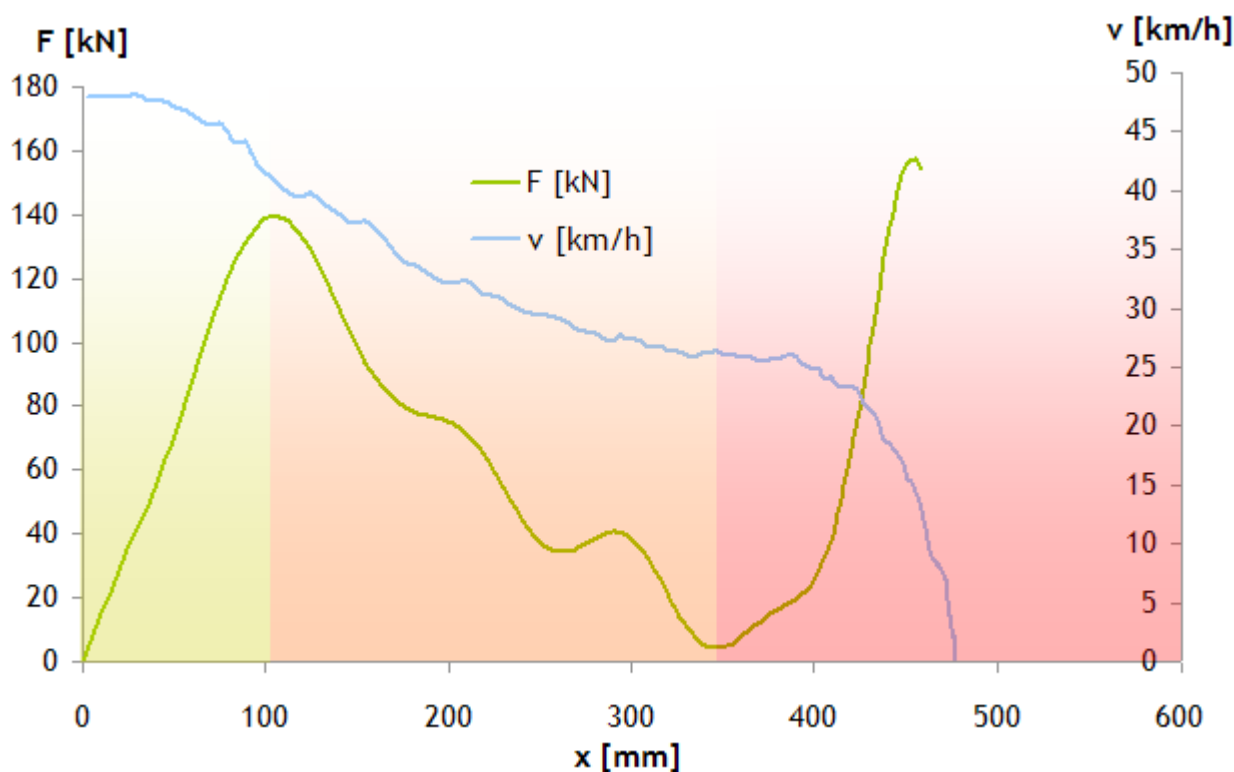
## 12.6. Tuhostní charakteristika

Pro jasnější představu o konkrétních hodnotách deformace jednotlivých částí je vhodné vykreslení posuvů. Protože však vykreslené hodnoty obsahují celkové posuvy uzlů, je nutno odečítat hodnoty velmi pozorně. Pomocí těchto kontur lze stanovit i maximální hodnotu deformace v příslušném časovém úseku a získat tak deformační charakteristiku v čase. Jelikož počáteční vzdálenost modelu od pevné překážky nepřesahuje 1mm, lze maximální hodnotu deformace přední části odečíst rovnou z vykreslených posuvů v době odražení od tuhé překážky.



Obr. 12.7. Znáznornění deformace přední části konstrukce v okamžiku jejího maxima. Z tohoto obrázku je patrné maximum dosažené deformačními zónami při této rychlosti – 455mm.

Dobrym ukazatelem chování struktury je i charakteristika tuhosti konstrukce. Ta je dána celkovou deformační silou v závislosti na celkové deformaci. Celkovou deformační sílu lze nesnadněji získat podle zákona akce a reakce jako průběh reakce tuhé překážky v čase. Při aplikaci závislosti deformace vozidla v čase lze časovou osu nahradit deformací a získat tak závislost deformační síly na deformaci struktury.



Graf 12.2. Tuhostní charakteristika rámu se zobrazenými průběhy síly a rychlosti v závislosti na deformaci. Na ose y vlevo síla v jednotkách kN. Na ose y vpravo rychlost v hodnotách mm/s. Na ose x pak deformace v mm. Charakteristika je barevně rozdělena na tři části.

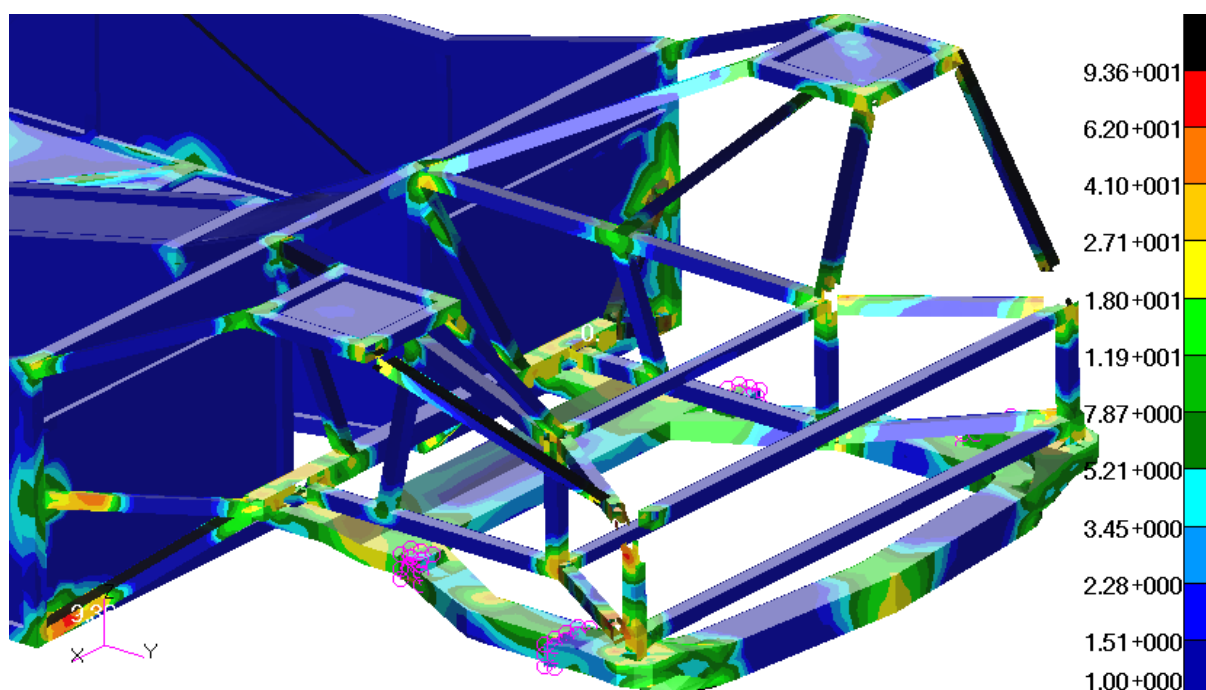
Oblast absorpce lze rozdělit na tři části. V první části (vyznačené v grafu 12.2 žlutě) dochází k absorpci přední tuhou hranou profilu karoserie. V druhé části (vyznačené v grafu 12.2 oranžově) dochází ke vzpěru nosníků přední části a postupné ztrátě absorpčních schopností v důsledku poškození struktury v oblastech svarů. Ve třetí části (vyznačené v grafu 12.2 červeně) dochází ke vzpěru a ohybu zbývajících profilů, čímž je dosažen prudký nárůst absorpce zbývající energie. Podrobné zobrazení deformace přední části lze shlédnout v příloze č. 1.

## 12.7. Absorpce energie

Charakteristika tuhosti (graf 12.2) popisuje rovněž plastickou práci jako plochu pod křivkou síly. Ta je v této analýze i nejrozšířenějším způsobem absorpce energie, která byla obecně popsána v kapitole 2.2. Vzhledem k tomu, že vozidlo nemá žádné konvenčně navrhované deformační zóny, je jedním z hlavních předmětů zkoumání i tuhost deformovaných profilů a jejich vliv při absorpci energie. Je nutno ovšem připomenout, že značná část energie je absorbována i pomocí pneumatik.

Schopnost absorpce energie lze sledovat pomocí hustoty deformační energie, jako množství absorbované energie na jednotku objemu. (Rov. 24).

$$d\lambda = \frac{dU}{V} \quad (24)$$



Obr 12.8. Barevné zobrazení hustoty deformační energie v jednotkách  $\text{mJ/mm}^3$ . Z obrázku je patrné, že nejvíc energie absorbuje podvozková platforma. Z obrázku je rovněž patrné, že značné množství energie je absorbováno při tvorbě trhlin konstrukce.

### **12.8. Deformace struktury**

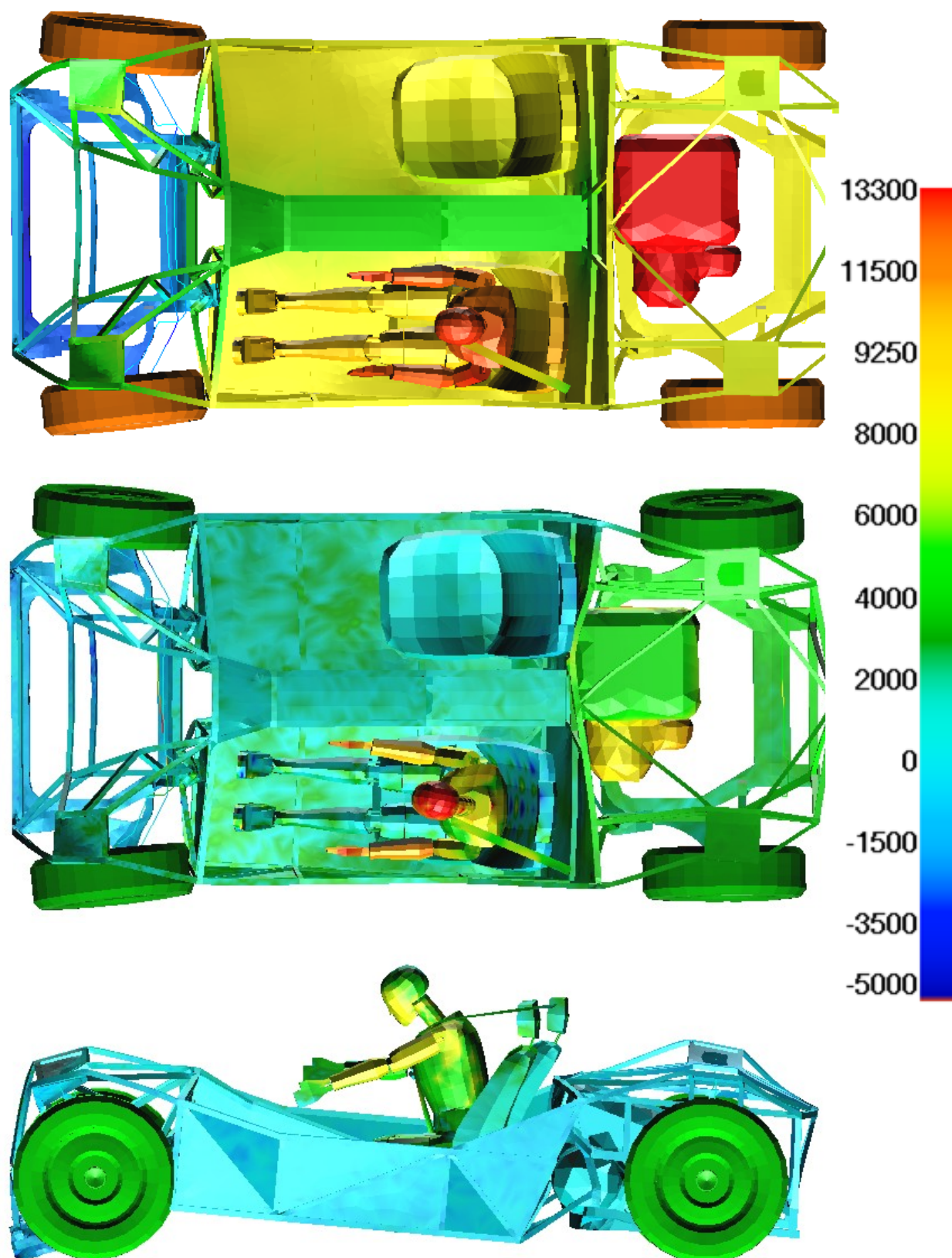
Pro základní představu o chování struktury je nejvhodnější zobrazení deformované struktury v průběhu času, přičemž při správné volbě časových úseků lze zachytit nejdůležitější okamžiky během nárazu. Zobrazení umožňuje i vykreslení veličin pomocí barevné škály. Deformace struktury je zřetelnější při vykreslení rychlostí uzlů struktury v daných časových úsecích. Pomocí barevného zobrazení lze detailněji pozorovat pohyb jednotlivých částí, zlomové okamžiky, či okamžik odrazu od pevné stěny.

V prvním okamžiku (čas 25ms) dochází ke kontaktu pneumatiky s kabinou, absorpce energie je patrná po celé výšce předního profilu. V této chvíli lze rovněž sledovat počátek účinku bezpečnostního pásu a nezměněnou rychlost pohonné jednotky. Plnou rychlostí se v této chvíli pohybuje i hlava a paže figuríny, zatímco rychlost karoserie klesla na dvě třetiny své počáteční hodnoty.

V čase 40ms lze pozorovat blok pohonné jednotky, který je v této chvíli již zpomalován deformací kabiny, zatímco celková rychlost karoserie je v tomto okamžiku třetinová oproti počáteční. Přestože většina kinetické energie karoserie byla do tohoto času již absorbována, dochází v tomto okamžiku k přenosu energie z bloku motoru na konstrukci karoserie.

Následujícím časovým okamžikem je bod odražení od stěny (čas 67ms), tedy výslednice rychlosti systému směřuje směrem od překážky. V tomto čase lze pozorovat maximální posuv figuríny, téměř nulová celková rychlost vozidla a maximální deformaci kabiny v důsledku nárazu pohonné jednotky.



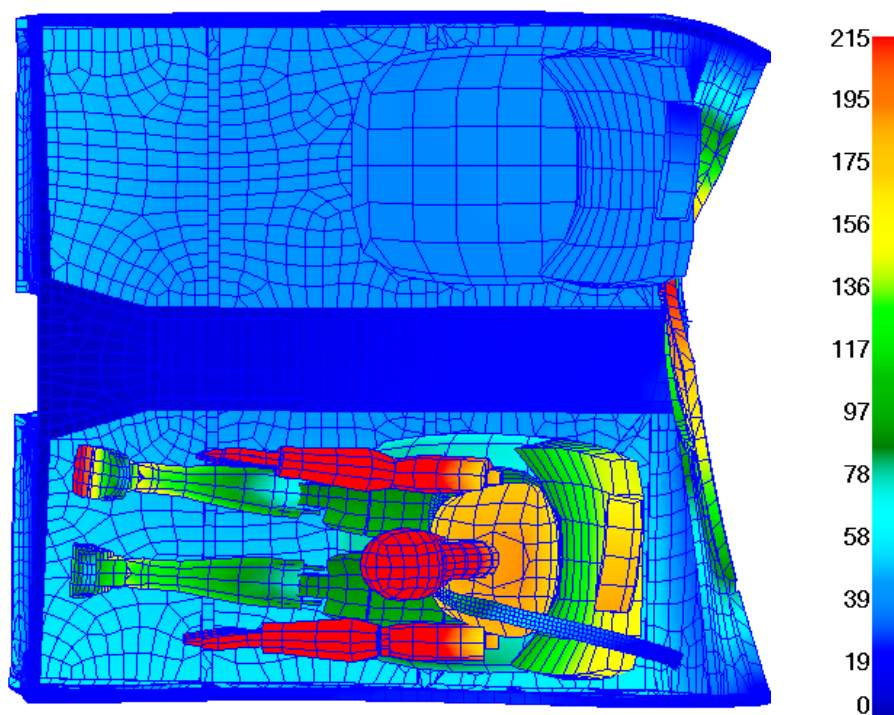


Obr 12.6. Zobrazené průběhy rychlosti jednotlivých částí na deformované struktuře. Barevná škála je v jednotkách mm/s. Podrobnější popis lze naléznout v příloze.

### 12.9. Tuhost kabiny

S chováním struktury úzce souvisí i kritéria přežití cestujících (kap. 3). Jedním z nich je zachování dostatečného prostoru pro posádku. Zachování prostoru je ovlivněno zejména tuhostí kabiny. Tento bod lze snadno posoudit s pomocí použité figuríny a vykreslené deformované karoserie. Důležitým hlediskem je i statistika rozměrů cestujících. Jelikož rozměry této figuríny odpovídají mediánu statistického souboru, je tedy nutné při posuzování zachovat určitou rezervu rozměrů.

K největší deformaci prostoru pro posádku dochází v čase 67ms po počátku nárazu, což je i čas nulové celkové rychlosti, tedy odražení od pevné bariéry. Toto kritérium lze vyhodnotit pomocí vykreslených posuvů na deformované kabině.



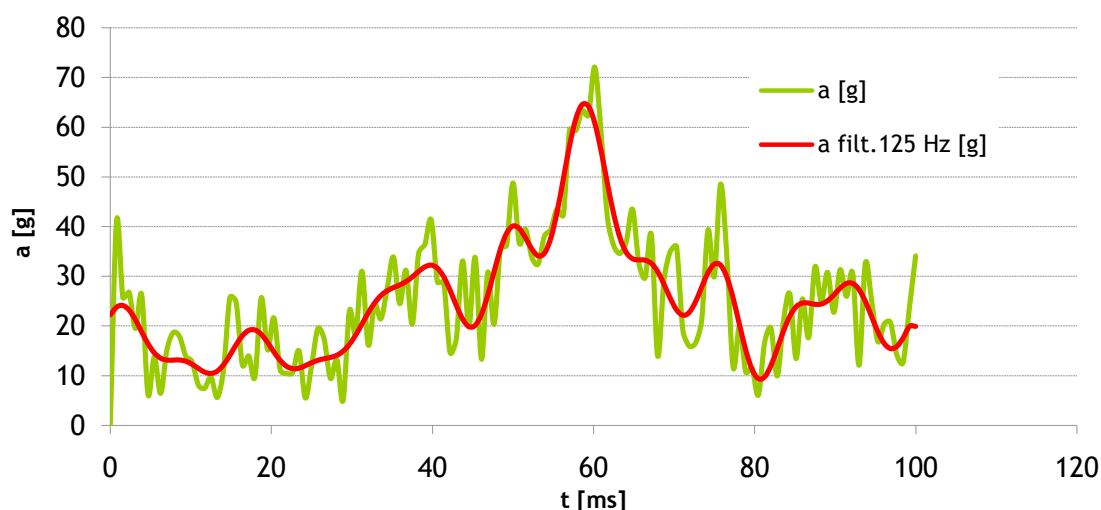
Obr. 12.9. Deformace kabiny v čase 67ms od počátku nárazu. Z obrázku je patrné, že největší nebezpečí plynoucí z deformace kabiny hrozí spolujezdci. Tato deformace je způsobena nárazem motoru. Na obrázku lze rovněž pozorovat, že jiné nebezpečí v důsledku deformace kabiny cestujícím při této rychlosti nehrozí.

### 12.10. Biomechanika

Druhým zásadním kritériem přežití je výsledné zrychlení hlavy. To je posuzováno pomocí biomechanického kritéria  $HIC_{36}$  jehož podoba je znázorněna v rovnici 11. Vstupem této rovnice je průběh celkového zrychlení. Při skutečném crash testu jsou tyto

průběhy získávány pomocí akcelerometrů umístěných v těžišti hlavy. Matematickým ekvivalentem tohoto akcelerometru v modelu figuríny je prvek o odpovídající hmotnosti a umístění. Odečtením hodnot z příslušných uzlů lze získat potřebný průběh celkového zrychlení.

Výsledný signál je vzorkovaný po ukládaných časových úsecích, čímž je odečtení výsledku poněkud ztíženo zejména výskytem vysokých frekvencí a aliasingu. Pro odstranění vysokých frekvencí lze použít vysokofrekvenční filtr, jehož princip byl shrnut v kapitole 9. Počet výsledků záměrně odpovídá mocnině čísla 2 pro možnost použití rychlé Fourierovy transformace. Jelikož model akcelerometru umožňuje výstup průběhu rychlostí, lze výskyt aliasingu zhodnotit integrací průběhu rychlostí těžiště hlavy.



*Graf 12.3. Výsledné zrychlení hlavy v čase získané derivací pro odstranění aliasingu, zelenou barvou je vyznačen signál získaný derivací, červenou je znázorněn signál filtrovaný hodnotou frekvence 125Hz. Z výsledků je patrný i průběh účinku bezpečnostního pásu, přičemž omezovač síly má v tomto případě přímý vliv na výsledný průběh zrychlení. (Kap. 2.3).*

Křivka zrychlení byla kvůli filtrování aliasingu získána derivací průběhů rychlosti a poté filtrována pomocí vysokofrekvenčního filtru. Protože délka jednoho časového kroku v této úloze je 0,8ms, je maximální zachycenou frekvencí 1250Hz. Pro dostatečný popis vln zrychlení je vhodné použít aspoň 10 bodů. Z tohoto důvodu hodnota horní propustné frekvence činí 125Hz.

Po filtrování signálu lze přistoupit k samotnému výpočtu kritéria. Byl zvolen časový okamžik největšího zatížení, tedy 44-80ms. Při tomto časovém úseku vychází hodnota  $HIC_{36}$  1473. Je patrné, že tato hodnota přesahuje povolený limit.

## 13. Závěr

Tak jako skutečné, je i počítačové modelování vždy zatíženo chybou, přičemž vliv těchto vědomých chyb je vždy nutné uvážit při interpretaci výsledků.

V této analýze se v první řadě vyskytují nedostatky geometrické. Geometrie modelu je tvořena tak, aby efektivně popsala chování struktury, nikoliv přesně její tvar (Tabulka 7.1.). Pokud je to možné, jsou nedostatky kompenzovány tuhostí či hmotností souvisejících součástí, aby chování struktury zůstalo ovlivněno v co nejmenší možné míře.

Chyby jsou však způsobeny i nedostatky metody modelování. Jedním z nich je i odhad vhodné formulace použitých elementů (kap. 8). Daleko důležitějším nedostatkem výpočetního algoritmu je však fenomén hourglassing podrobně popsáný v kapitole 8.1.

Protože materiálová data nejsou vždy stoprocentní jak dle dodavatele profilů, tak i díky zpracování svařováním, či jinak, je obtížné stanovit míru nepřesnosti způsobenou odchylkami materiálových vlastností či konstitutivních modelů. (Tab. 9.1.).

Pasivní bezpečnost jako základní předmět zkoumání v této analýze je posuzována pouze při nárazu a pouze vnitřní. Opouštění vozidla, bezpečnost chodců, ani agresivita vůči ostatním účastníkům v této analýze posuzována není. Pro posouzení pasivní bezpečnosti byla modelována zkouška na základě předpisu FMVSS 208 [4]. Pro prvotní zkoumání absorpce energie se jeví tato zkouška jako nejvhodnější, neboť veškerou energii zde absorbuje pouze vozidlo. Z požadavků této zkoušky byla dodržena počáteční rychlost, tuhost bariéry, umístění sedadel včetně figurín, biomechanická kritéria  $HIC_{36}$  a kritérium prostoru pro posádku.

Pasivní bezpečnost je dle kapitoly 2 dána absorpčními schopnostmi karoserie a zádržnými systémy. Jak ve skutečném vozidle Spitfire, tak v této analýze nejsou použity airbagy, ani předepínače pásu.

Dle energetické bilance (graf 12.1) je nejvíce energie přeměněno na vnitřní pomocí plastické deformace přední části rámu. Nemalou část energie absorbují i pneumatiky na principu pneumatického tlumiče. Pomocí rovnice 9 byl stanoven koeficient restituce pro tento náraz jako 0,13. Maximální hodnota deformace čelní struktury při této rychlosti

přítom činí 455mm. Z obrázku 12.8 je patrné, že nejvíce energie přítom absorbují přední podvozkové platformy.

Bylo vyhodnoceno, že deformace kabiny ohrožuje cestující pouze v důsledku nárazu pohonné jednotky do konstrukce karoserie. Části těla zůstávají nedotčeny. Minimální vzdálenost figuríny od přední části kabiny nepřekročí 180mm. Jelikož jsou sedadla v této zkoušce ve střední poloze, s posouváním sedadel do zadních poloh lze v důsledku nárazu pohonné jednotky očekávat nárůst nebezpečí.

Protože dle kapitoly 3 připadá nejnebezpečnější zátěž na hlavu, bylo v této úloze vyšetřováno pouze zatížení hlavy. To je posuzováno dle kritéria  $HIC_{36}$ , jehož hodnota nesmí přesáhnout hodnotu 1000. Pro nárazovou zkoušku vozidla při rychlosti 48km/h činila hodnota  $HIC_{36}$  1473. Tato hodnota ovšem rovněž není stanovena s naprostou jistotou i kvůli nutnosti anti-aliasingového a vysokofrekvenčního filtrování signálu. V této části je individuální i volba časového intervalu pro posuzování kritéria. Přestože volba časového intervalu proběhla na straně bezpečnosti, výsledky se můžou při různě zvoleném intervalu mírně lišit.

Dle biomechanického kritéria  $HIC_{36}$  je zřetelné, že při kolizní rychlosti 48,3km/h požadavkům FMVSS 208 (kap. 4.2) nevyhovuje. Naproti tomu deformace přední části prostoru pro cestující je zcela nevýrazná a podmínku splňuje. Díky těmto dvěma faktům lze usuzovat, že rám je z hlediska odolnosti při nárazu příliš tuhý, neboť kabina zůstává téměř nedotčena na úkor velmi prudkého zpomalení.

Ke schválení vozidla pro provoz na pozemních komunikacích však nelze použít zkoušku simulovanou, nýbrž skutečnou. Přestože při mírně nižší rychlosti vozidlo pravděpodobně požadavkům vyhoví, pro schválení je nutno dodržet rychlost 48 km/h a v tomto stavu vozidla nelze očekávat pozitivní výsledek skutečného crash testu.

Dle rovnice 8 je patrné, že pro zpomalení z rychlosti 48km/h při maximálním zrychlení  $300\text{m/s}^2$  je nutná délka deformační zóny 0,75m. V této úloze je maximální deformace přidě 455mm. Při posouzení grafu 12.3 a 12.2 lze doporučit úpravu tuhostní charakteristiky a zabránit propadu v důsledku porušení. Při použití často vyskytujících se robustních podélníků (viz kapitola 2.2) dochází k přechování bez výrazných ztrát schopnosti absorpce. Snížení hodnot zrychlení lze rovněž očekávat při prodloužení deformačních zón. Ideální charakteristika deformace byla shrnuta v kapitole 2.1. Oproti běžným návrhům vozidel tento vůz neobsahuje vnější plechovou strukturu, plastové



nárazníky či hydrodynamické absorbéry. Ty mají totiž na absorpci energie vždy pozitivní vliv.

Při vyšší kolizní rychlosti (graf 3.1) by sice omezovač síly pásu neměl cestující vystavit vyššímu přetížení, nicméně vyskytne se zde riziko srážky s volantem či jinou částí interiéru. Neopomenutelným nebezpečným místem této struktury je zadní část kabiny. Přestože zavěšení motoru nebylo modelováno (kap. 6), lze v tomto důsledku rovněž doporučit vyztužení zadní části prostoru pro posádku.

V neposlední řadě lze dosáhnout zvýšené pasivní bezpečnosti vždy použitím čelních airbagů, nicméně v případě použití airbagů je velmi nutné přesné sladění řídicí jednotky a předepínačů pásů, stejně tak vyhodnocení hodnot zrychlení pro spuštění procesu nafouknutí (viz kapitola 2.3.2).

## 14. Použitá literatura

[1] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 499 s. ISBN 80-238-8757-2.

[2] SCHWARZ, Jiří. *Automobily Škoda Octavia II: Octavia, Octavia Combi, 4 x 4*. 1. vyd. Praha: Grada, 2006, 387 s. ISBN 80-247-1141-9.

[3] SEDLÁK, Josef. *Konstrukční návrh modulárního systému přípravků pro dynamické zkoušení materiálů a automobilových konstrukčních uzlů*. Ostrava, 2010. Diplomová práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. Martin Fusek, Ph.D.

[4] USA. Standard No. 208: Occupant crash protection. In: *Federal Motor Vehicle Safety Standards*. 1979.

[5] Regulation No. 94: Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision. In: *UN/ECE Regulations*. 2009.

[6] <http://www.studentcar.cz/lang/cs/foto-a-video/designove-studie/designove-zadani>

[7] [www.euroncap.com](http://www.euroncap.com)

[8] MSC.Software Corporation. *MD Nastran 2010: Explicit Nonlinear (SOL 700) User's Guide*, 2010

[9] FÜRBAACHER, Ivan; MACEK, Karel; STEIDL, Josef. *Lexikon technických materiálů se zahraničními ekvivalenty: kovy, plasty, keramika, kompozity*. Praha: Dashöfer, 2001, 4 sv. (na volných listech). ISBN 80-862-2902-5.

[10] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. 2. uprav. a dopl.vyd. Praha: Scientia, 1999, 911 s. ISBN 80-718-3164-6.

[11] [http://1.bp.blogspot.com/-OBHr6cSYKKw/UGsRSHwumpI/AAAAAAAAAXgY/39z43vFO2MQ/s640/2012\\_honda\\_cr-z\\_162\\_1600x1200.jpg](http://1.bp.blogspot.com/-OBHr6cSYKKw/UGsRSHwumpI/AAAAAAAAAXgY/39z43vFO2MQ/s640/2012_honda_cr-z_162_1600x1200.jpg)

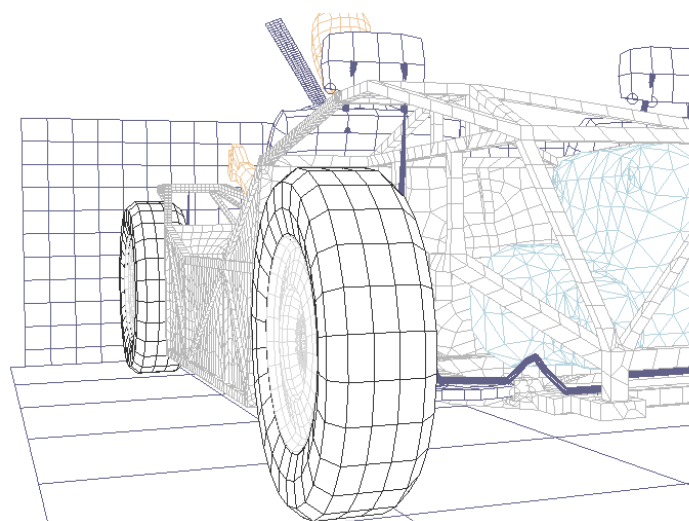
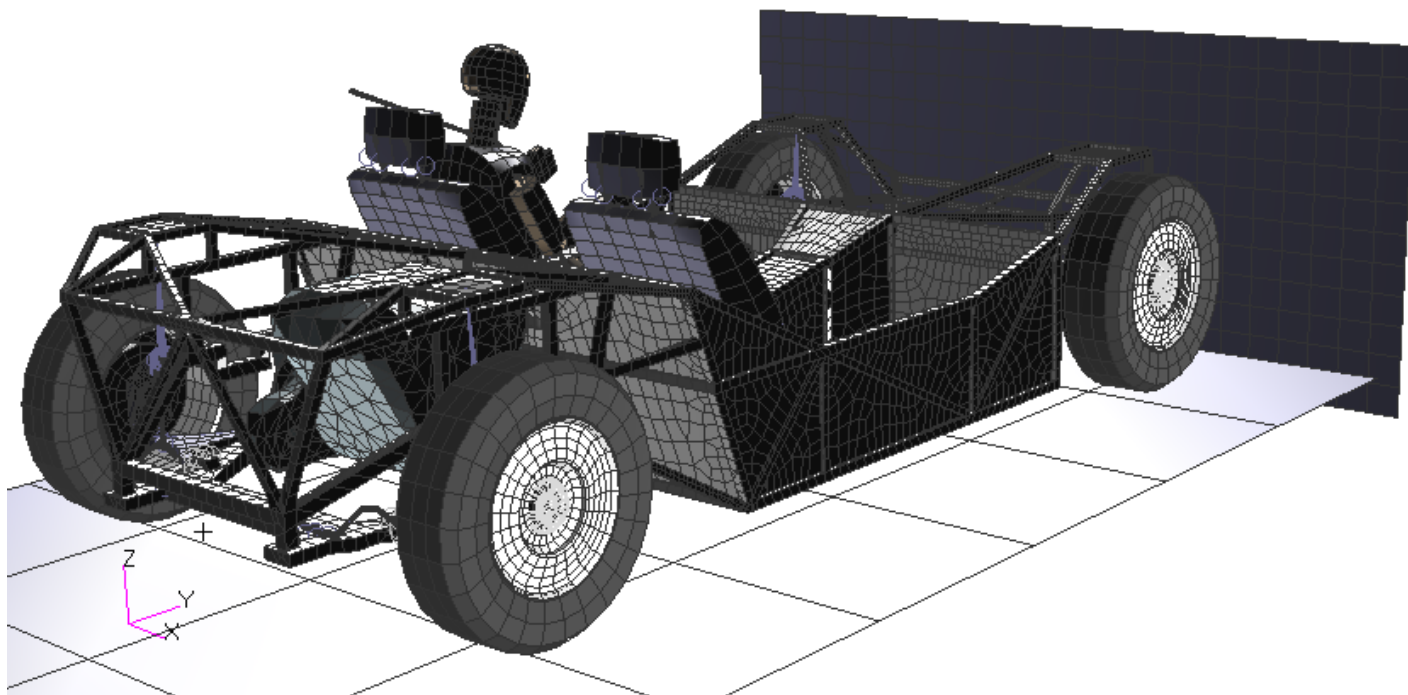


- [12] [http://www.carsp.ca/images/pre\\_tensioner.gif](http://www.carsp.ca/images/pre_tensioner.gif)
- [13] [http://www.toyota-global.com/innovation/safety\\_technology/safety\\_technology/technology\\_file/passive/images/sft\\_21\\_03.jpg](http://www.toyota-global.com/innovation/safety_technology/safety_technology/technology_file/passive/images/sft_21_03.jpg)
- [14] <http://bycarinfo.com/volvo/volvo-v40-with-airbag-safety-system-video/>
- [15] [http://www.dynamore.de/de/produkte/modelle/front-barrieren/copy\\_of\\_odb-1-neu-png](http://www.dynamore.de/de/produkte/modelle/front-barrieren/copy_of_odb-1-neu-png)
- [16] <http://www.4wheelsnews.com/images/news/564/volvo-xc60-5.jpg>
- [17] <http://www.iihs.org/news/rss/pr081412.html>
- [18] <http://www.iihs.org/ratings/images/moderate-overlap-overhead.jpg>
- [19] <http://www.iihs.org/ratings/images/small-overlap-overhead.jpg>
- [20] [http://www.studentcar.cz/wp-content/gallery/Design/StudieD4/studentcar\\_II\\_concept08\\_list\\_05\\_06.jpg](http://www.studentcar.cz/wp-content/gallery/Design/StudieD4/studentcar_II_concept08_list_05_06.jpg)
- [21] [http://www.fmfi.vsb.cz/miranda2/export/sites-root/fmfi/cs/okruhy/Fotografie/Gaudeamus-2012/IMG\\_0713.JPG\\_611556568.jpg](http://www.fmfi.vsb.cz/miranda2/export/sites-root/fmfi/cs/okruhy/Fotografie/Gaudeamus-2012/IMG_0713.JPG_611556568.jpg)
- [22] [http://www.emeraldinsight.com/content\\_images/fig/0870270202003.png](http://www.emeraldinsight.com/content_images/fig/0870270202003.png)
- [23] [http://blog.mercedes-benz-passion.com/wp-content/uploads/1024\\_797928\\_1464872\\_3508\\_2480\\_10C414\\_291.jpg](http://blog.mercedes-benz-passion.com/wp-content/uploads/1024_797928_1464872_3508_2480_10C414_291.jpg)
- [24] [http://blog.mercedes-benz-passion.com/wp-content/uploads/400\\_797925\\_1464863\\_3508\\_2480\\_10C414\\_231.jpg](http://blog.mercedes-benz-passion.com/wp-content/uploads/400_797925_1464863_3508_2480_10C414_231.jpg)
- [25] [https://lh5.googleusercontent.com/-bPf8xB56M\\_I/TXxHixlJ4dI/AAAAAAAAATI/VluhMEdmOTM/s1600/Lamborghini-Aventador-Frame-White.jpg](https://lh5.googleusercontent.com/-bPf8xB56M_I/TXxHixlJ4dI/AAAAAAAAATI/VluhMEdmOTM/s1600/Lamborghini-Aventador-Frame-White.jpg)
- [26] [http://europeanmotornews.com/wp-content/gallery/volvo\\_24/10148\\_1\\_5.jpg](http://europeanmotornews.com/wp-content/gallery/volvo_24/10148_1_5.jpg)
- [27] [http://1.bp.blogspot.com/-OBHr6cSYKKw/UGsRSHwumpI/AAAAAAAAAXgY/39z43vFO2MQ/s640/2012\\_honda\\_cr-z\\_162\\_1600x1200.jpg](http://1.bp.blogspot.com/-OBHr6cSYKKw/UGsRSHwumpI/AAAAAAAAAXgY/39z43vFO2MQ/s640/2012_honda_cr-z_162_1600x1200.jpg)

## 15. Seznam příloh

Příloha č. 1: Dodatečné vizualizace simulace

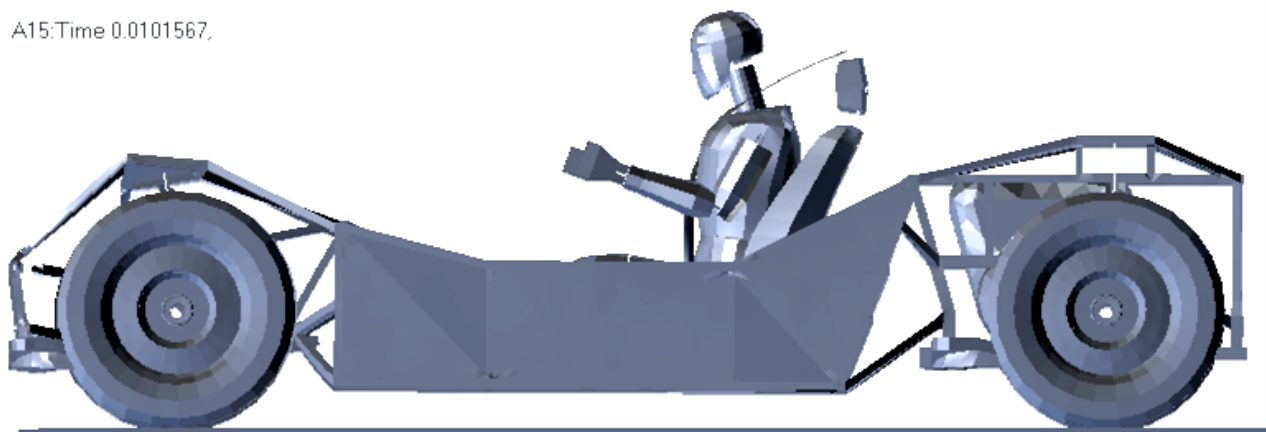
## *Příloha č. 1: Dodatečné vizualizace simulace*



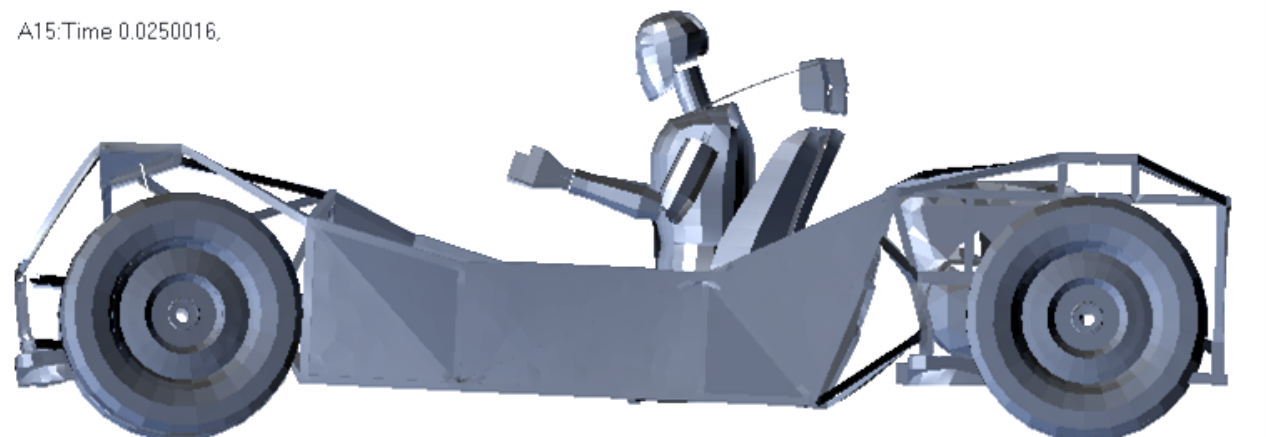
### *Deformace v průběhu nárazu*

Na další stránce je znázorněna deformace od počátku kontaktu s tuhou stěnou až do momentu odražení. Časové okamžiky byly zvoleny pro názornost průběhu nárazu.

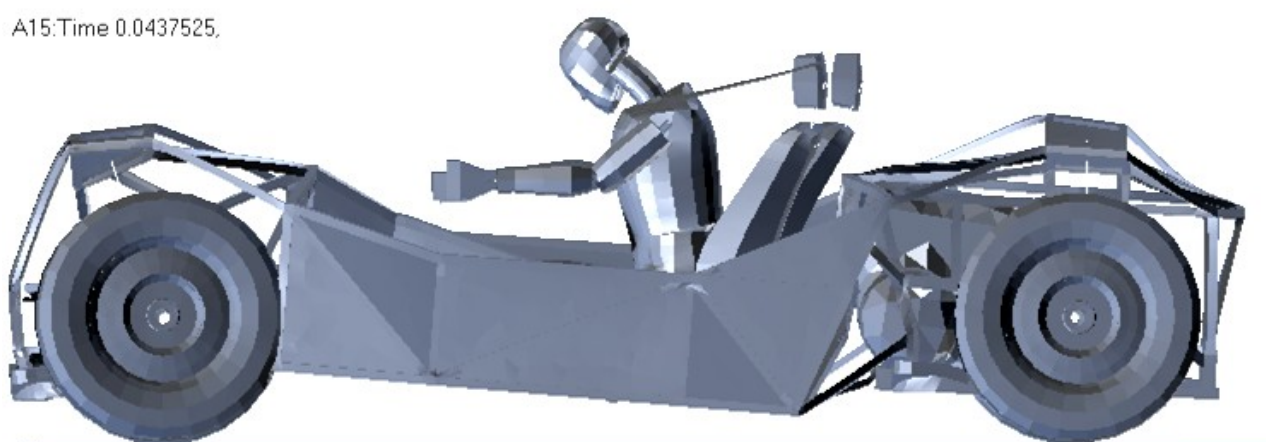
A15:Time 0.0101567,



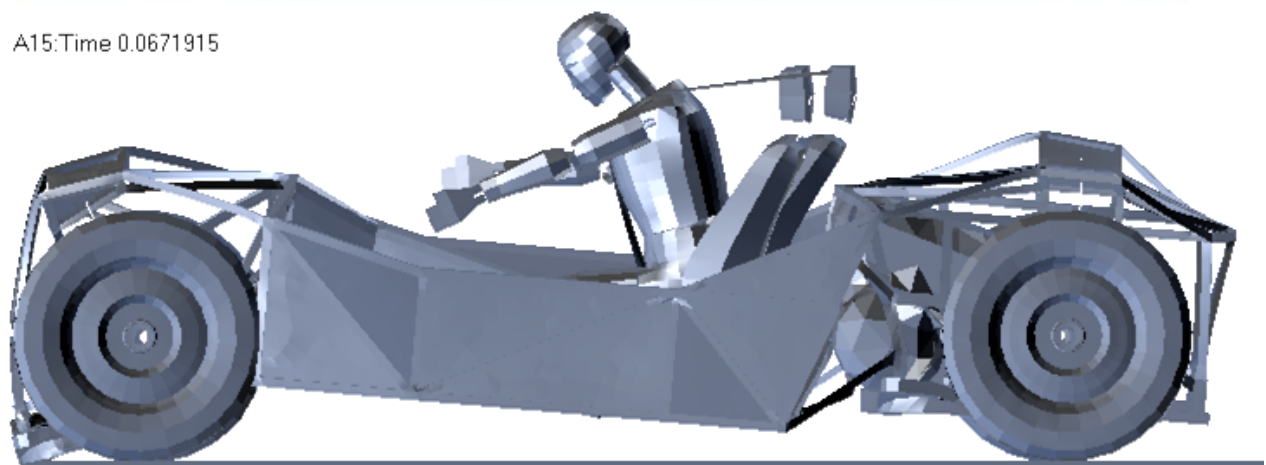
A15:Time 0.0250016,



A15:Time 0.0437525,

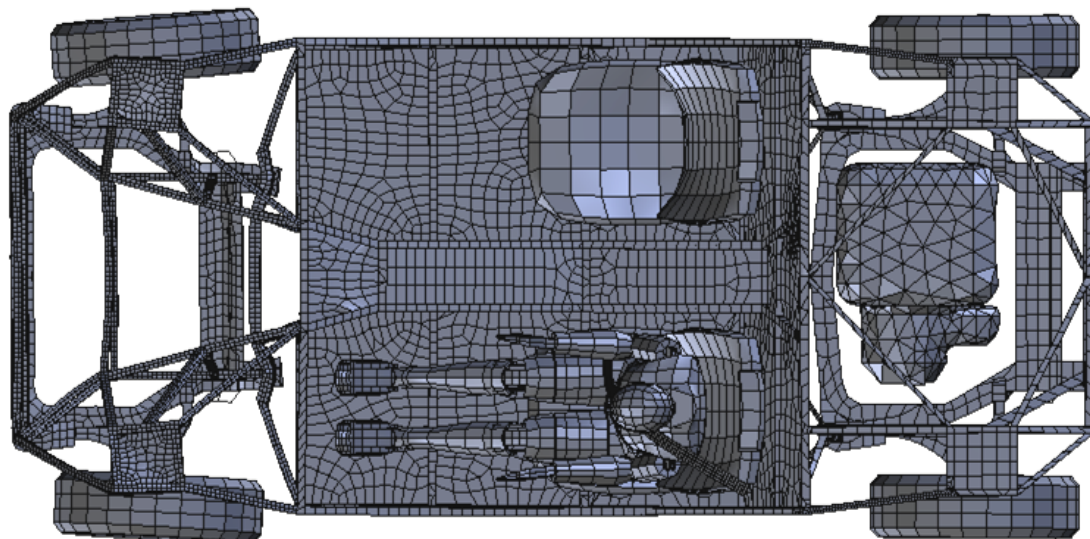


A15:Time 0.0671915

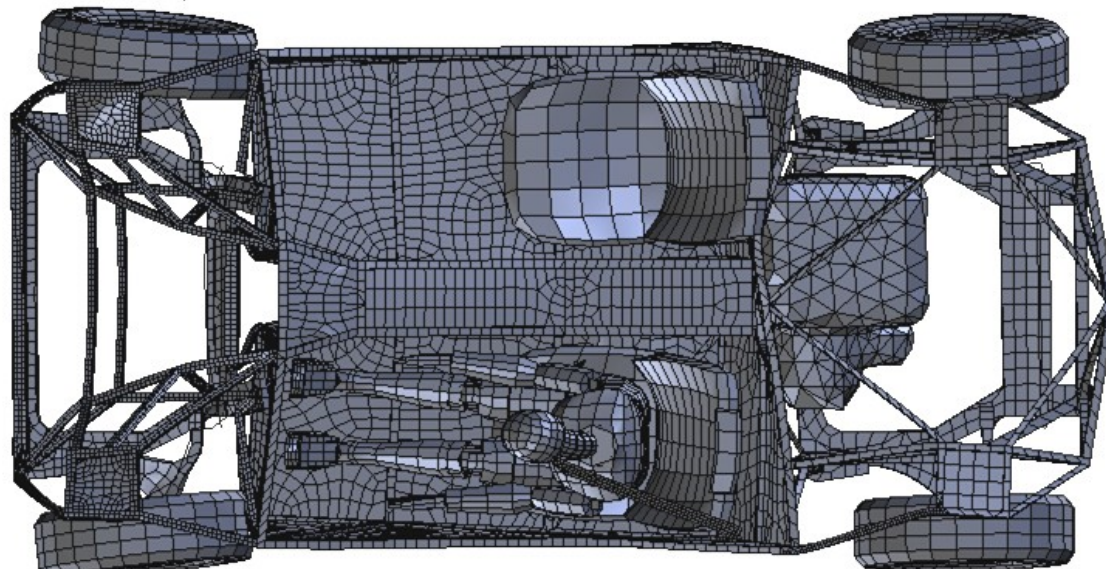




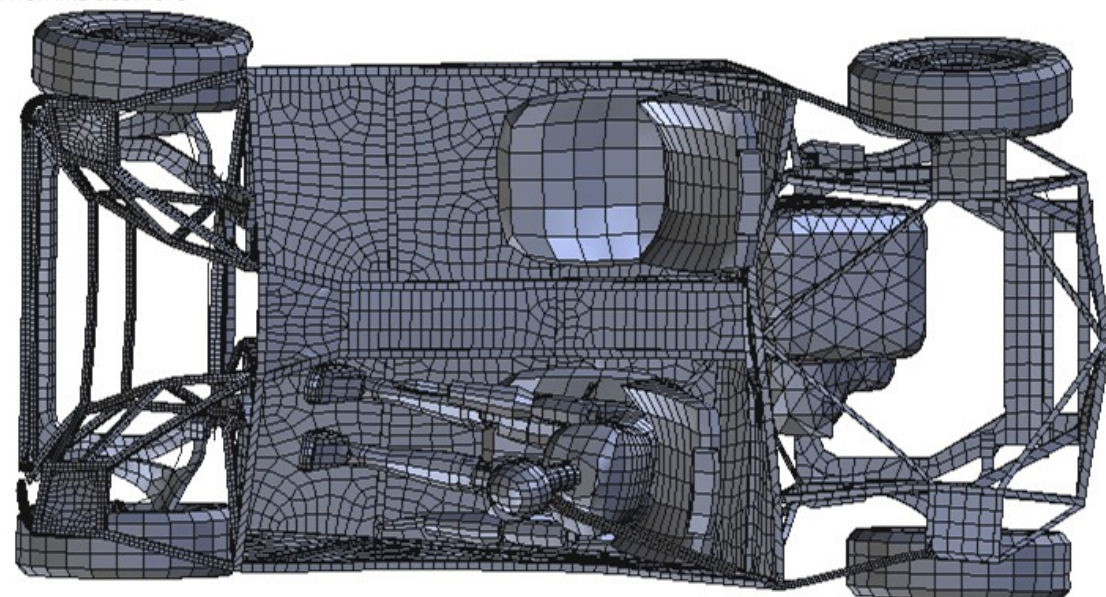
A15:Time 0.0101567,



A15:Time 0.0437525,



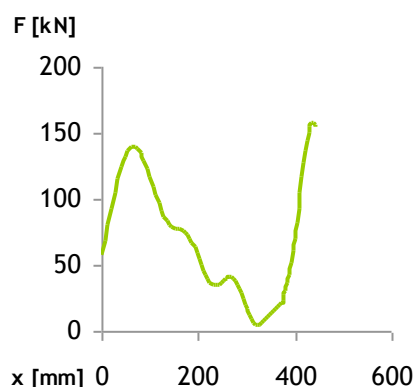
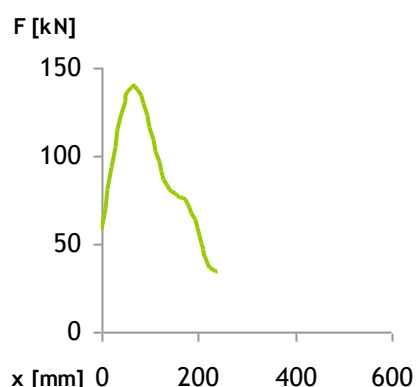
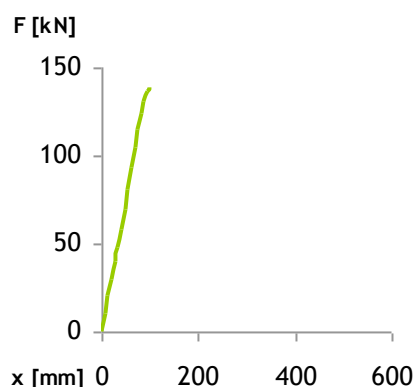
A15:Time 0.0671915





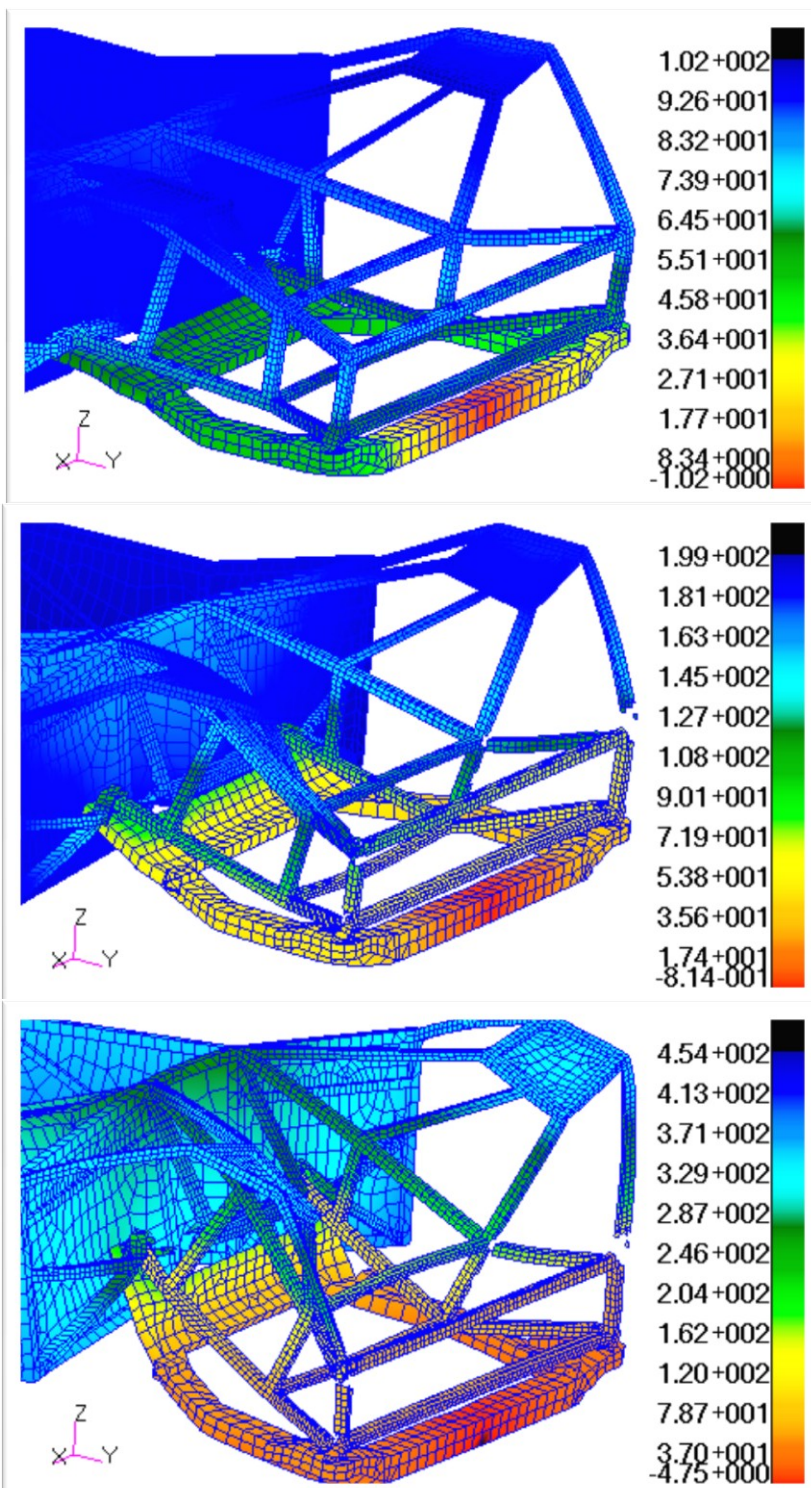
## Deformace shora

Na předchozí stránce je patrný průběh deformace při pohledu shora v časových okamžicích od počátku kontaktu s tuhou bariérou až do doby odražení.



## Deformace rámu podle tuhostní charakteristiky

Níže je znázorněna deformace rámu ve třech stádiích dle tuhosti s vždy vyznačeným grafem tuhostní charakteristiky.



## *Deformace z různých pohledů*

